

Der Paarungsflankendurchmesser

—

**Untersuchung des begrifflichen Umfeldes,
der Einflussgrößen und der Bedeutung für
die Funktion, Spezifikation, Fertigung und Prüfung
von Gewinden**

Dissertation

zur Erlangung des akademischen Grades

Doktoringenieur
(Dr.-Ing.)

vorgelegt der
Fakultät für Maschinenbau der
Technischen Universität Ilmenau

von
Dipl.-Ing. Torsten Meß

1. Gutachter: Univ.-Prof. Dr.-Ing. habil. E. Manske
2. Gutachter: Prof. Dr. H. Raßbach
3. Gutachter: Prof. Dr. K. Kniel

Tag der Einreichung: 03.02.2017

Tag der wissenschaftlichen Aussprache: 26.06.2017

Vorwort

Die vorliegende Arbeit entstand während meiner Tätigkeit als Leiter der Abteilung Entwicklung und Konstruktion in der Lehren- und Meßgerätekwerk Schmalkalden GmbH, als Mitarbeiter in den Normenausschüssen „Gewinde“ und „Längenprüftechnik außer Koordinaten-, Form- und Oberflächenmesstechnik sowie Gewindekenngrößen“ sowie im Fachbereichsbeirat „Gewinde“ am Deutschen Institut für Normung e. V. und als Lehrbeauftragter für das Fach „Fertigungsmesstechnik“ an der HS Schmalkalden und wurde vom August 2010 bis Januar 2017 angefertigt.

An dieser Stelle möchte ich Herrn Univ.-Prof. Dr.-Ing. habil. Eberhard Manske, Leiter des Fachgebietes Fertigungs- und Präzisionsmesstechnik am Institut für Prozessmess- und Sensortechnik der Fakultät für Maschinenbau der TU Ilmenau für die wissenschaftliche Betreuung meiner Promotion recht herzlich danken.

Ebenso danke ich Herrn Dipl.-Ing. (FH) Klaus Ulrich, Geschäftsführer der Lehren- und Meßgerätekwerk Schmalkalden GmbH dafür, dass er mir die Bearbeitung dieses Themas ermöglichte und stets für ein optimales fachliches Umfeld sorgte.

Ich danke außerdem den Kollegen der Lehren- und Meßgerätekwerk Schmalkalden GmbH, die an der Fertigung und Messung der Prüflinge für die Versuche zur Bestimmung von Paarungsausgleichsbeträgen beteiligt waren.

Herzlicher Dank gilt auch meinen inzwischen im Ruhestand befindlichen Kollegen aus Industrie und Normung, Herrn Dipl.-Ing. Karl-Heinz Herrmann (ehemals Lehren- und Meßgerätekwerk Schmalkalden GmbH) und Herrn Ing. Hans-Joachim Bestenreiner (ehemals Volkswagen), die mich über viele Jahre in meiner beruflichen und fachlichen Entwicklung in ganz wesentlichem Maße unterstützt haben.

Mein ganz besonderer Dank gilt an dieser Stelle Herrn Dr.-Ing. Dietrich von Stockhausen, der bereits während meines Studiums Maschinenbau an der TU Dresden mein Lehrer war, meine Diplomarbeit betreut hat und damit die ersten wichtigen Weichen meiner beruflichen Entwicklung mit gestellt hat. Auch nach meinem Studium unterstützte er mich, obwohl selbst inzwischen im Ruhestand befindlich, mit seinem überaus reichen Erfahrungsschatz in zahlreichen Gesprächen und Diskussionen bei der Klärung fachlicher Problemstellungen.

Für die freundliche Unterstützung bei der Übersetzung chinesischer Fachliteratur danke ich Herrn Dipl.-Ing. Haifeng Xu von der TU Ilmenau.

Schließlich möchte ich auch meiner Frau danken, die meinem Promotionsvorhaben von Beginn an mit sehr viel Verständnis begegnet ist.

Torsten Meß
Schmalkalden, im Januar 2017

Kurzzusammenfassung

Mit der vorliegenden Arbeit wurde eine umfassende Untersuchung der Bestimmungsgröße Paarungsflankendurchmesser durchgeführt.

Dabei wurden für den Flankendurchmesser, den Flankendurchmesserzylinder, den Flankendurchmesserkegel, den einfachen Flankendurchmesser, den Paarungsflankendurchmesser und weitere wichtige Bestimmungsgrößen neue Definitionen erarbeitet. Diese Definitionen ermöglichen erstmals die eindeutige geometrische Beschreibung und Erfassung wirklicher Gewinde im Bereich der Gewindeflanken.

Alle Einflussgrößen auf den Paarungsflankendurchmesser wurden systematisch und umfassend beschrieben und analysiert. In die Betrachtungen wurden dabei nahezu alle Gewinde eingeschlossen, die auf einem Ausgangsdreieck des Gewindeprofils beruhen. Neben der ausführlichen Vermittlung der komplexen Zusammenhänge ermöglichen die aufgestellten Gleichungen die näherungsweise Berechnung des Paarungsflankendurchmessers.

Die grundsätzliche Eignung dieser Betrachtungen zur hinreichend genauen Analyse und Beurteilung wirklicher Gewinde wurde anhand von Versuchen zur Bestimmung von Paarungsausgleichsbeträgen untersucht und bestätigt.

Die Bestimmungsgröße Paarungsflankendurchmesser berücksichtigt die Einflüsse aller geometrischen Merkmale im Bereich der Gewindeflanken eines wirklichen Gewindes auf dessen Paarungsfähigkeit. Der Paarungsflankendurchmesser und der Paarungsausgleichsbetrag beeinflussen ein Gewinde jedoch auch hinsichtlich dessen weiterer Funktionen wie Befestigen, Bewegen, Zentrieren oder Dichten. Beide Bestimmungsgrößen sind somit bereits bei der Spezifikation, der anschließenden Fertigung und letztlich auch bei der Prüfung des Gewindes zu berücksichtigen.

Die in der vorliegenden Arbeit enthaltenen Betrachtungen bilden eine entscheidende Grundlage für die sinnvolle und funktionsgerechte Tolerierung aller betreffenden Bestimmungsgrößen des Gewindes unter Berücksichtigung des Paarungsausgleichsbetrages und des Paarungsflankendurchmessers.

Bei der Fertigung von Gewinden ermöglichen sie außerdem die zielgerichtete messtechnische Überwachung der Einflussgrößen auf den Paarungsflankendurchmesser und damit die entsprechende Gestaltung und Steuerung des Fertigungsprozesses.

Ferner bilden die in der vorliegenden Arbeit enthaltenen Betrachtungen eine entscheidende Grundlage für die weitere Entwicklung bestehender oder neuer Verfahren zur Messung von Gewinden. Dies betrifft insbesondere die Verfahren, die eine ganzheitliche Erfassung des Gewindes als dreidimensionales Objekt gewährleisten. Unter der Voraussetzung einer entsprechend vollständigen messtechnischen Erfassung des Gewindes ist dabei auch die direkte Bestimmung des Paarungsflankendurchmessers, also dessen Messung möglich.

Abstract

This thesis is a comprehensive study of the screw thread element virtual pitch diameter. New definitions were worked out for the pitch diameter, the pitch cylinder, the pitch cone, the simple pitch diameter, the virtual pitch diameter and other important screw thread elements. For the first time these definitions allow a precise geometrical description of real screw threads in the area of the flanks.

All elements affecting the virtual pitch diameter were systematically and extensively described and analyzed. Nearly all screw threads who are based on a fundamental triangle were included in the study. In addition to the detailed description of the complex relationships the established formulas allow the approximate calculation of the virtual pitch diameter.

To provide a sufficiently precise analysis and evaluation of real screw threads, the suitability of these considerations was verified and confirmed, based on tests to determine pitch diameter equivalents.

The screw thread element virtual pitch diameter considers in the area of the flanks the influences of all geometrical characteristics on the mating ability of the real screw thread. The virtual pitch diameter and the pitch diameter equivalent affect a screw thread but also with regard to other functions such as fastening, moving, centering or sealing. Therefore both screw thread elements are to be considered during specification, production and verification of the screw thread.

The study contained in this thesis is an important basis for rational and functional tolerancing of all relevant screw thread elements, taking into consideration the pitch diameter equivalent and the virtual pitch diameter.

During the production of screw threads the study allows also the metrological monitoring of the elements affecting the virtual pitch diameter and thus the appropriate structuring and control of the manufacturing process.

Furthermore the study contained in this thesis is an important basis for the development of existing or new screw thread measuring methods. This concerns in particular these measuring methods regarding the screw thread as a three-dimensional object. The direct determination of the virtual pitch diameter by sufficiently complete measurement of the screw thread also is possible.

Inhaltsverzeichnis

Vorwort	3
Kurzzusammenfassung	4
Abstract	5
Inhaltsverzeichnis	6
1 Einleitung	8
2 Begriffe – Untersuchung und Neufassung der Definitionen	12
2.1 Grundlagen	12
2.2 Achse des Flankendurchmessers	13
2.3 Axialschnitt	14
2.4 Flankendurchmesser	15
2.5 Flankendurchmesserlinie	18
2.6 Flankendurchmesserzylinder und Flankendurchmesserkegel	19
2.7 Achse des einfachen Flankendurchmessers	20
2.8 Einfacher Flankendurchmesser	21
2.9 Paarungsflankendurchmesser und Einschraublänge	24
2.10 Paarungsausgleichsbetrag	27
3 Bisherige Sichtweise auf den Paarungsflankendurchmesser – Zusammenfassung und Bewertung	30
4 Beschreibung und Analyse der Einflussgrößen auf den Paarungsflankendurch- messer	38
4.1 Übersicht	38
4.2 Abweichungen der Teilung oder der Steigung	40
4.3 Gewindeflankenwinkelabweichungen	45
4.4 Gemeinsame Wirkung der Gesamtteilungsabweichung und der Gewindeflankenwinkelabweichungen	53
4.5 Geradheitsabweichungen der Gewindeflanken	66
4.6 Rauheit der Gewindeflanken	77
4.7 Gemeinsame Wirkung der Geradheitsabweichungen der Gewinde- flanken und der Rauheit der Gewindeflanken	80
4.8 Formabweichungen des Flankendurchmesserzylinders oder des Flankendurchmesserkegels	82
4.9 Gemeinsame Wirkung aller Einflussgrößen	93
4.10 Besonderheiten bei der Paarung kegeliger Außengewinde mit zylindrischen Innengewinden	94
5 Versuche zur Bestimmung von Paarungsausgleichsbeträgen	97
5.1 Vorbetrachtung	97
5.2 Spezifikation der Prüflinge	97
5.3 Fertigung und Messung der Prüflinge	102
5.4 Paarung der Außengewinde mit dem Innengewinde – Schluss- folgerungen	104
6 Bedeutung und Wirkung des Paarungsflankendurchmessers	109
6.1 Funktion und Spezifikation von Gewinden	109
6.1.1 Gewinde und Gewindeverbindungen	109
6.1.2 Grundabmaß und Toleranz für den Flankendurchmesser	110

6.1.3	Grenzabmaße und Toleranzen für die Teilung, die Steigung und die Gewindeflankenwinkel	112
6.1.4	Formtoleranzen und Rauheit	113
6.2	Fertigung von Gewinden	114
6.3	Prüfung von Gewinden	115
6.3.1	Taylorscher Grundsatz	115
6.3.2	Lehren oder Messen	116
6.3.3	Wirtschaftliche Möglichkeiten der Prüfung von Gewinden	117
7	Zusammenfassung und Ausblick	120
Anlagen	123
	Anlage I – Begriffe deutsch – englisch	123
	Anlage II – Bezugslängen des Flankendurchmessers ein- und mehrgängiger Gewinde	125
	Anlage III – Bezugslängen des einfachen Flankendurchmessers ein- und mehrgängiger Gewinde	126
	Anlage IV – Spezifikation der Prüflinge	128
	Anlage V – Messung der Prüflinge	132
	Literaturverzeichnis	136
	Verzeichnis der Abkürzungen und Formelzeichen	140

1 Einleitung

Gewinde sind ein grundlegendes Element im Maschinenbau und als solches unverzichtbarer Bestandteil der modernen technischen Welt [1], [2], [3]. Entsprechend der geforderten Funktion, treten sie dabei in sehr unterschiedlicher Form auf. Elementare Funktionen des Gewindes sind Befestigen, Bewegen, Zentrieren und Dichten.

So ermöglichen die Befestigungsgewinde eine sichere und zugleich lösbare Verbindung von Bauteilen und Baugruppen. Dabei werden oft hohe Anforderungen an die statische und die dynamische Festigkeit der Gewindeverbindung gestellt. Eine Sonderstellung unter den Befestigungsgewinden nehmen die Festsitzgewinde ein, die sich durch eine Übermaßpassung im Außendurchmesser oder durch eine Übergangspassung im Flankendurchmesser auszeichnen. Bewegungsgewinde gestatten die präzise Umsetzung einer Drehung in eine lineare Bewegung. Während Sägewinde sich mit ihrem unsymmetrischen Profil besonders zur Aufnahme von hohen Kräften aus einer Achsrichtung eignen, erlauben mehrgängige Gewinde eine große axiale Bewegung bei kleinem Drehwinkel. Rohrgewinde stellen eine sichere Verbindung von Bauteilen her, in denen flüssige oder gasförmige Stoffe, teils unter hohem Druck, übertragen werden. Einige Gewinde formen das zugehörige Gegenprofil – zumeist das Innengewinde – bei der Montage selbst. Anwendungsbeispiele hierfür sind Holz- und Blechschrauben.

Seit dem Wirken des wissenschaftlichen Wegbereiters Prof. G. BERNDT [4], [5] hat das Gewinde eine ständige Weiterentwicklung erfahren, deren Ende noch immer nicht erreicht ist. So leistet auch die Normung ihren Beitrag zum weiteren Fortschritt. Gleichzeitig erlangt die internationale Normung, als wichtiges Instrument der Verständigung in der weltweiten Zusammenarbeit, auf dem Gebiet der Gewinde eine wachsende Bedeutung.

Das in der Normung von Beginn an gesteckte Ziel der Vereinheitlichung der Gewinde auf eine überschaubare, den Erfordernissen entsprechende Anzahl von Gewindearten und Nenngrößen wurde allerdings bisher nicht erreicht und scheint sogar etwas in den Hintergrund zu treten. Der Grund dafür ist teils das Festhalten an nationalen Besonderheiten, aber auch die bewusst gewählte Sonderlösung gegenüber dem Produkt des Wettbewerbers. So werden neben den metrischen Gewinden auf absehbare Zeit die auf der Einheit Zoll basierenden Gewinde weiterbestehen. Gewinde nach Werknormen zumeist größerer Unternehmen werden zusammen mit Sondergewinden als konstruktive Einzellösung auch in Zukunft Anwendung finden. So wird auch künftig eine große und schwer überschaubare Anzahl von Gewindearten bestehen bleiben.

Wesentliche Fortschritte sind bei den Verfahren der Gewindefertigung und auf dem Gebiet der Gewindeprüfung zu verzeichnen. Neben der Anwendung von Lehren, als klassisches, sicheres und hinsichtlich der Paarungsfähigkeit des Gewindes besonders aussagekräftiges Prüfverfahren, hat sich in den letzten Jahren verstärkt eine Anzahl neuer oder weiterentwickelter Messverfahren in der industriellen Anwendung etabliert.

Von den eingangs erwähnten Ausnahmen wie Holz- und Blechschrauben abgesehen, werden Gewinde mit einem zugehörigen Gegenstück gepaart. Außen- und Innengewinde bilden eine Passung, deren Eigenschaften der geforderten Funktion entsprechen müssen. Abweichungen zylindrischer Gewinde können dazu führen, dass eine Paarung mit dem Gegenstück nicht möglich ist. Bei kegeligen Gewinden ist dies

nicht der Fall. Hier führen die Abweichungen jedoch zu einer axialen Verschiebung zwischen dem Außen- und dem zugehörigen Innengewinde. Dem „Passungscharakter“ der Gewinde ist daher bei der Spezifikation, der Fertigung und auch bei der Prüfung Rechnung zu tragen.

Damit das komplexe Geometrieelement Gewinde jedoch spezifiziert, gefertigt und schließlich geprüft werden kann, ist die Definition von einer Reihe wichtiger Bestimmungsgrößen notwendig.

Von besonderer Bedeutung ist dabei der Flankendurchmesser. Er ist, einschließlich der zugehörigen Grenzmaße, in Normen oder technischen Zeichnungen festgelegt. Herstellern von Gewindewerkzeugen oder Gewindelehren dient er als wichtige konstruktive Grundlage.

Die Messung des Flankendurchmessers ist jedoch aufwändig und wird daher selten durchgeführt. Statt dessen erfolgt die Messung des einfachen Flankendurchmessers, da die entsprechenden Verfahren mit verhältnismäßig geringem Aufwand durchführbar sind und meist eine hinreichend kleine Messunsicherheit aufweisen.

Die häufigste Art der Gewindeprüfung, insbesondere in der Serienfertigung, stellt die Anwendung von Lehren dar. Die jeweiligen Grenzmaße des Flankendurchmessers des zu prüfenden Werkstückes bilden die Grundlage für die konstruktive Auslegung der Lehre. Während der Anwendung der Lehre gehen allerdings neben dem Flankendurchmesser noch weitere Merkmale, wie Steigung und Gewindeflankenwinkel, mit in das Prüfergebnis ein. Die Lehre simuliert so die Paarungsfähigkeit des betrachteten Werkstückes mit einem geometrisch-idealen Gegenstück und verkörpert damit einen bestimmten Paarungsflankendurchmesser.

Flankendurchmesser, einfacher Flankendurchmesser und Paarungsflankendurchmesser sind bei einem geometrisch-idealen Gewinde gleich groß. Bei wirklichen Gewinden ergeben sich jedoch, aufgrund der auftretenden Abweichungen von der idealen Geometrie, zwischen den drei genannten Bestimmungsgrößen Differenzen hinsichtlich des Maßes.

Die Verfügbarkeit moderner Messverfahren hat dazu geführt, dass seit einigen Jahren verstärkt die Anwendung von Lehren und die Messung von Gewinden vergleichend gegenübergestellt werden. Die auftretenden Differenzen zwischen Flankendurchmesser, einfachem Flankendurchmesser und Paarungsflankendurchmesser können dabei zu unterschiedlichen Prüfergebnissen führen. Viele industrielle Anwender reagieren darauf mit Verwunderung und Unverständnis. Häufig führt diese Situation zu Streitfällen zwischen Lieferant und Abnehmer, die stets einen Zeitverlust bedeuten und die letztendlich zu einer – nicht selten ungerechtfertigten – Zurückweisung gelieferter Erzeugnisse und damit zu oft nicht unerheblichen Kosten führen können.

Die Vermeidung von Streitfällen zwischen Lieferant und Abnehmer hat daher wirtschaftlichen Belang und liegt im Interesse beider Seiten.

Bei der Lösung dieser Aufgabe kommt der Bestimmungsgröße Paarungsflankendurchmesser eine entscheidende Bedeutung zu. Nicht zuletzt deshalb zeichnet sich auch in der nationalen und internationalen Normungsarbeit ein zunehmender Klärungsbedarf ab.

Probleme bestehen derzeit jedoch letztendlich nicht nur im Verhältnis zwischen Lieferant und Abnehmer, sondern betreffen auch die davor liegenden Schritte auf dem Weg zum fertigen Gewinde.

So sind die Begriffe zum Thema Gewinde in den Normen DIN 2244 [2] und ISO 5408 [3] noch immer nicht vollständig einheitlich definiert. Äußerst problematisch ist jedoch die Übertragung einiger der in den Normen enthaltenen Definitionen auf wirkliche, von der idealen Geometrie abweichende Gewinde, wovon die Norm ISO 5408 besonders betroffen ist. Diesbezüglich besteht eine dringende Notwendigkeit zur grundlegenden Überarbeitung der entsprechenden Definitionen.

Eine vollständige und systematische Darstellung und Analyse der Einflussgrößen auf den Paarungsflankendurchmesser wurde bisher nicht vorgenommen. Dies ist jedoch eine wichtige Voraussetzung für eine sinnvolle, der jeweiligen Funktion entsprechende Spezifikation von Gewinden. So enthalten DIN- und ISO-Normen für Werkstückgewinde bislang keine Toleranzen für die Steigung, die Teilung und die Gewindeflankenwinkel und auch keine Formtoleranzen.

Die Kenntnis der Einflussgrößen auf den Paarungsflankendurchmesser ist auch bei der Fertigung von Gewinden unerlässlich, da nur so auftretende Abweichungen einzelner Bestimmungsgrößen des Gewindes effizient erkannt, beurteilt und beeinflusst werden können.

Gleiches gilt für die Prüfung von Gewinden. Eine zweckmäßige Weiterentwicklung der Lehrensysteme und der Messverfahren setzt ein entsprechendes Verständnis des Gewindes als Geometrieelement voraus. So können die Möglichkeiten moderner Messverfahren erst dann vollständig genutzt werden, wenn die zu prüfenden Bestimmungsgrößen wie Flankendurchmesser oder einfacher Flankendurchmesser tatsächlich auch eindeutig auf wirkliche Gewinde übertragbar sind. Dies ist außerdem die Voraussetzung für eine sinnvolle Messung des Paarungsflankendurchmessers, die ohne die Kenntnis und Berücksichtigung der wirkenden Einflussgrößen nicht möglich ist.

Zur Lösung dieser Probleme ist eine zeitgemäße und umfassende Untersuchung der wichtigen Bestimmungsgröße Paarungsflankendurchmesser notwendig geworden. Dies ist Motivation und Ziel der vorliegenden Arbeit.

In die Betrachtung eingeschlossen sind dabei nahezu alle Gewinde, die auf einem Ausgangsdreieck des Gewindeprofils beruhen. Neben den zylindrischen symmetrischen und den zylindrischen unsymmetrischen Gewinden betrifft dies erstmals auch die kegeligen Gewinde.

Die zunächst vorzunehmende Darstellung des Standes der Technik erfolgt in den Abschnitten 2 und 3.

Notwendiger Ausgangspunkt der Betrachtungen ist dabei die exakte und an den Normen DIN 2244 und ISO 5408 orientierte Bestimmung der relevanten Begriffe in Abschnitt 2. Die eingangs erwähnten, in beiden Normen auftretenden Probleme und Defizite werden untersucht und durch Neufassungen der Definitionen der entsprechenden Begriffe gelöst.

Die nach der Bestimmung der Begriffe folgende Zusammenfassung und Bewertung der bisherigen Sichtweise auf den Paarungsflankendurchmesser in Abschnitt 3 zeigt diesbezüglich vorherrschende Fehler und Probleme auf und trägt zum Verständnis der weiteren Betrachtungen bei.

Den Hauptteil der vorliegenden Arbeit bildet Abschnitt 4. In diesem wird die systematische und umfassende Beschreibung und Analyse aller Einflussgrößen auf den Paarungsflankendurchmesser durchgeführt.

Die Beurteilung der dabei gewonnenen Erkenntnisse erfolgt anschließend auf Grundlage von Versuchen zur Bestimmung von Paarungsausgleichsbeträgen an speziell hierfür gefertigten Gewinden in Abschnitt 5.

Aus den durchgeführten Untersuchungen werden schließlich in Abschnitt 6 die Bedeutung und die Wirkung des Paarungsflankendurchmessers hinsichtlich der Funktion, Spezifikation, Fertigung und Prüfung von Gewinden abgeleitet und beschrieben, worauf die Erarbeitung wichtiger Schlussfolgerungen bezüglich der genannten Bereiche folgt.

Die vorliegende Arbeit soll so erstmals die umfassende und den modernen Erfordernissen entsprechende Darstellung, Einordnung und Wertung der Bestimmungsgröße Paarungsflankendurchmesser vornehmen und deren Beziehungen zu den anderen Bestimmungsgrößen des Gewindes beschreiben. Sie soll auf diese Weise maßgeblich zur Lösung der genannten derzeitigen Probleme beitragen und eine entscheidende Grundlage für die weitere Entwicklung der Gewinde bilden. Die wesentlichsten und vordringlichsten Bereiche der dabei angeregten Weiterentwicklung betreffen die Normung sowie die Messtechnik.

2 Begriffe – Untersuchung und Neufassung der Definitionen

2.1 Grundlagen

Die Begriffe und Bestimmungsgrößen für Gewinde wurden in der Vergangenheit entsprechend dem jeweiligen Stand der Technik aufgestellt, angepasst und präzisiert. Sie gehen so in unterschiedlicher Form und nicht immer frei von Widersprüchen aus zahlreichen Veröffentlichungen hervor (Auswahl: [4], [6], [7], [8], [9], [10], [11], [12]).

Von besonderer Wichtigkeit ist jedoch ihre einheitliche Bestimmung, da nur so eine eindeutige und problemlose Verständigung ohne Missverständnisse möglich ist. Diese Aufgabe kann letztlich allein durch die entsprechende Normung der Begriffe gelöst werden. Hierzu wurden in den letzten Jahren seitens des DIN und der ISO wesentliche Schritte unternommen.

Die Grundlage für die in der vorliegenden Arbeit verwendeten Begriffe bilden deshalb die Normen DIN 2244 [2] und ISO 5408 [3]. DIN 2244 gilt für zylindrische Gewinde. In vielen Fällen lassen sich die Festlegungen allerdings auch auf kegelige Gewinde übertragen. In ISO 5408 sind auf internationaler Ebene, Begriffe zu zylindrischen und kegeligen Gewinden festgelegt.

Beide Normen sind die derzeit wichtigste Grundlage für die Verständigung zum Thema Gewinde. Zu einer Übernahme von ISO 5408 als DIN ISO in das deutsche Normenwerk ist es auf Beschluss des Normenausschusses „Gewinde“ des DIN jedoch nicht gekommen, da DIN 2244 fachlich wesentlich vollständiger ist und deshalb bestehen bleiben soll.

Nachfolgend werden die für die vorliegende Arbeit relevanten Begriffe eingehend betrachtet. Auf bestehende Unterschiede in den Definitionen nach DIN und ISO wird an entsprechender Stelle Bezug genommen.

Die Spezifikation von Gewinden erfolgt als geometrisch-ideales Modell durch die Festlegung des Gewindeprofils und der zugehörigen Durchmesser. Dieses Modell wird außerdem mit den notwendigen Abmaßen und Toleranzen versehen. Das entsprechend der Spezifikation gefertigte wirkliche Gewinde weist hinsichtlich aller Bestimmungsgrößen grundsätzlich Abweichungen von der idealen Geometrie auf. Bei der anschließenden Prüfung erfolgen die messtechnische Erfassung des Gewindes und der Vergleich der Prüfergebnisse mit der Spezifikation. Die Definitionen der Bestimmungsgrößen des Gewindes müssen daher den Anforderungen und Zusammenhängen, die sich während der drei grundlegenden Phasen Spezifikation, Fertigung und Prüfung ergeben, gerecht werden.

In diesem Sinne gelten die in DIN 2244 und ISO 5408 enthaltenen Definitionen uneingeschränkt für geometrisch-ideale Gewinde. Probleme entstehen allerdings bei der Anwendung einiger Definitionen auf wirkliche Gewinde, da sie der vorliegenden, aufgrund von Abweichungen komplizierten Geometrie nicht oder nur unvollständig gerecht werden.

Diese Probleme, welche somit insbesondere die Fertigung und die Prüfung von Gewinden betreffen, werden im vorliegenden Abschnitt 2 eingehend analysiert und durch neue Fassungen der Definitionen gelöst. Dabei wird den Regeln und

Anforderungen der Normung weitestgehend Rechnung getragen, was eine eventuelle spätere Übernahme in DIN 2244 oder ISO 5408 erleichtert. Die neuen Definitionen bilden die Grundlage für alle weiteren Betrachtungen in der vorliegenden Arbeit. Hinsichtlich der anderen, in diesem Abschnitt nicht betrachteten Begriffe gilt DIN 2244 vor ISO 5408.

Die Wiedergabe von Auszügen aus dem englischen Originaltext der Norm ISO 5408 erfolgt als Übersetzung des Verfassers. Aufgrund der in [2] und [3] teilweise fehlerhaften oder unvollständigen Übersetzung von Begriffen sind bisher Missverständnisse in der internationalen Verständigung möglich. Eine Gegenüberstellung deutscher und entsprechender englischer Begriffe geht daher aus Anlage I hervor.

2.2 Achse des Flankendurchmessers

Die Definition einer Achse ist eine Grundbedingung für die Betrachtung des Gewindes als Geometrieelement. Sie ist die Basis für die Festlegung des so wichtigen Axialschnittes und Bezugselement einer Vielzahl weiterer Bestimmungsgrößen wie Steigung, Teilung und Gewindeflankenwinkel aber auch des Flankendurchmessers selbst.

Der über einen langen Zeitraum übliche Begriff der „Gewindeachse“ [13] wurde schließlich in der aktuellen Ausgabe von DIN 2244 [2] in die Begriffe Achse des Flankendurchmessers, Achse des einfachen Flankendurchmessers und Achse der Schraubenlinie untergliedert und damit ersetzt. So wurde eine differenziertere Betrachtung wirklicher Gewinde möglich.

Die Achse des Flankendurchmessers übernahm dabei die Funktion des früheren Begriffes der „Gewindeachse“ und wurde so zur Grundlage weiterer Definitionen.

Entsprechend DIN 2244 [2] ist die Achse des Flankendurchmessers die:

„Achse des geometrisch-idealen Ausgleichszylinders, dessen Mantellinie Schraubenlinien auf den Flanken eines wirklichen Gewindes so schneidet, dass die dabei entstehenden Abstände zwischen einer Gewindelücke und einem benachbarten Gewindezahn desselben Gewindeganges gleich groß sind. Ferner müssen gegenüberliegende Abschnitte der Flankendurchmesserlinie [...] auf beiden Seiten des Gewindeprofils parallel sein [...] Mehrgängige Gewinde haben für jeden Gewindegang eine Achse des Flankendurchmessers.“

Diese Definition wurde durch die Anwendung eines „Ausgleichszylinders“ erstmals der Geometrie wirklicher Gewinde gerecht. Sie ist allerdings zu schwer verständlich und zu unspezifisch, um eine immer eindeutige Umsetzung in der messtechnischen Praxis zu gewährleisten. Dabei ist nicht nur die Beschreibung von exakten Schraubenlinien auf den Gewindeflanken eines wirklichen Gewindes problematisch. Die Festlegung separater Achsen des Flankendurchmessers bei mehrgängigen Gewinden ist kaum haltbar, da sich für diese Gewinde dann natürlich auch separate Axialschnitte ergeben und damit die Steigung und die Teilung ihren gemeinsamen Bezug verlieren würden.

In ISO 5408 [3] dagegen wird die Achse des Flankendurchmessers definiert als:

„Achse des Flankendurchmesserzylinders oder des Flankendurchmesserkegels“.

Der Flankendurchmesserzylinder ist dabei ein:

„gedachter Zylinder, dessen Mantelfläche ein zylindrisches Gewinde [...] dort schneidet, wo die Breiten des Gewindezahnes [...] und der Gewindelücke [...] gleich sind“.

Der Flankendurchmesserkegel ist dementsprechend ein:

„gedachter Kegel, dessen Mantelfläche ein kegeliges Gewinde [...] dort schneidet, wo die Breiten des Gewindezahnes [...] und der Gewindelücke [...] gleich sind“.

Diese Definitionen aus ISO 5408 sind ausschließlich auf geometrisch-ideale, nicht aber auf wirkliche Gewinde anwendbar, da sich bei diesen die genannten Bedingungen nicht eindeutig erfüllen lassen.

Es ergibt sich also die Notwendigkeit einer neuen Definition der Achse des Flankendurchmessers. Mit dieser sollen die bezüglich DIN 2244 genannten Probleme gelöst werden. Die Definition muss eindeutig und nachvollziehbar sein und auch bei mehrgängigen Gewinden zu nur einer Achse des Flankendurchmessers führen. Sie soll für zylindrische und kegelige Gewinde gelten. Da die Betrachtung des Gewindes hinsichtlich seiner gesamten Länge in bestimmten Fällen nicht möglich bzw. nicht notwendig ist, wird außerdem die Bezugslänge der Achse des Flankendurchmessers l_A eingeführt. Diese muss mindestens der Größe der Bezugslänge des Flankendurchmessers l (siehe Abschnitt 2.4 und Anlage II) entsprechen.

Es ergibt sich daher:

Die *Achse des Flankendurchmessers* (siehe Bilder 2.1 und 2.2¹) ist die Achse des geometrisch-idealen Ausgleichszylinders (bei zylindrischen Gewinden) oder des geometrisch-idealen Ausgleichskegels (bei kegeligen Gewinden), dessen Mantellinien das Gewinde innerhalb der parallel zur Achse des Ausgleichszylinders oder des Ausgleichskegels bestimmten Bezugslänge l_A so schneiden, dass alle durch die Gewindelücke oder den Gewindezahn (bei eingängigen Gewinden) oder durch die Gewindelücken oder die Gewindezähne (bei mehrgängigen Gewinden) gebildeten Abschnitte auf den Mantellinien nach der Methode der kleinsten Abweichungsquadrate bestmöglich die Bedingung erfüllen, gleich lang zu sein.

Anmerkung 1: Die Bezugslänge l_A ist größer oder gleich der in Anlage II dargestellten Bezugslänge l und kleiner oder gleich der gesamten Länge des Gewindes.

Anmerkung 2: Auch mehrgängige Gewinde haben hinsichtlich der Bezugslänge l_A nur eine Achse des Flankendurchmessers.

Anmerkung 3: Der geometrisch-ideale Ausgleichskegel weist das Nenn-Kegelverhältnis des jeweiligen Gewindes auf.

2.3 Axialschnitt

Der Begriff des Axialschnittes wird in DIN 2244 [2] und ISO 5408 [3] sehr häufig verwendet, ohne dabei selbst definiert zu werden. Da die Gewindeprofile und eine

¹ In der vorliegenden Arbeit erfolgt die zeichnerische Darstellung der Gewinde im Axialschnitt. Im Sinne der Übersichtlichkeit wird dabei gegebenenfalls auf die Schraffuren der Schnittflächen verzichtet.

Reihe weiterer Bestimmungsgrößen auf den Axialschnitt bezogen sind, kommt diesem für die Betrachtung des Gewindes eine fundamentale Bedeutung zu.

Aufgrund der nunmehr differenzierteren Betrachtung der „Gewindeachse“, ist eine exakte Definition des Axialschnittes notwendig geworden. So sind neben den Achsen des Flankendurchmessers, des einfachen Flankendurchmessers und der Schraubenlinie durchaus auch Achsen des Außendurchmessers und des Kerndurchmessers denkbar (vgl. [3] Abschnitt 5.12).

Die Definition des Axialschnittes muss sich daher eindeutig auf eine dieser Achsen beziehen. Unter Berücksichtigung des „Passungscharakters“ des Gewindes, welcher entscheidend vom Flankendurchmesser abhängig ist, kann dies nur die Achse des Flankendurchmessers sein.

Daher ergibt sich:

Der *Axialschnitt* (siehe Bilder 2.1 und 2.2) ist eine Ebene, in welcher die Achse des Flankendurchmessers verläuft.

2.4 Flankendurchmesser

Der Flankendurchmesser des Außengewindes d_2 bzw. d_{21} und der Flankendurchmesser des Innengewindes D_2 bzw. D_{21} sind wichtige Größen zur Bestimmung der Paarungsfähigkeit des Gewindes.

Nach DIN 2244 [2] handelt es sich dabei jeweils um den:

„Durchmesser eines geometrisch-idealen Kreiszylinders, dessen Mantellinien das Gewinde so schneiden, dass die durch eine Gewindelücke und einen benachbarten Gewindezahn desselben Gewindeganges gebildeten Abschnitte der Mantellinie gleich lang sind. Die Achse des Kreiszylinders ist koaxial zur Achse des Flankendurchmessers [...] Der Flankendurchmesser ist von der Bezugslänge abhängig. Die Mindestbezugslänge beträgt P_h [...].“

Die Mindestbezugslänge muss das Vorhandensein der laut Definition notwendigen, auf den Mantellinien gebildeten Abschnitte gleicher Länge bezüglich einer Gewindelücke und eines benachbarten Gewindezahnes „desselben Gewindeganges“ gewährleisten. Sie beträgt daher lediglich für ein- und zweigängige Gewinde P_h . Für Gewinde mit drei oder mehr Gängen ergibt sich, abweichend von DIN 2244, jeweils ein Wert kleiner P_h . Diese Mindestbezugsängen sind, bezeichnet als Bezugsängen des Flankendurchmessers l , für ein- bis viergängige Gewinde in Anlage II dargestellt.

Grundsätzlich anders aufgebaut ist die Begriffsbestimmung in ISO 5408 [3]. Ausgangspunkt sind hier der Flankendurchmesserzylinder und der Flankendurchmesserkegel, deren Definitionen bereits in Abschnitt 2.2 zitiert wurden.

Der Flankendurchmesser wird schließlich aus diesen abgeleitet als:

„Durchmesser des Flankendurchmesserzylinders oder des Flankendurchmesserkegels“. Auf eine Bezugslänge, wie in DIN 2244, wird in dieser Definition nicht eingegangen.

Die Definition des Flankendurchmessers ist für geometrisch-ideale Gewinde recht leicht vorzunehmen. Sowohl DIN 2244 als auch ISO 5408 genügen dabei allen Anforderungen. Anders verhält sich dies jedoch bei wirklichen Gewinden. Im Gegensatz zum geometrisch-idealen Gewinde besitzt ein wirkliches Gewinde jeweils nicht nur einen einzigen Flankendurchmesser, sondern aufgrund seiner Abweichungen von der idealen Geometrie, eine unendliche Anzahl von örtlichen Flankendurchmessern. Dieser Tatsache muss in der Definition natürlich Rechnung getragen werden.

Während in ISO 5408 dies jedoch nicht der Fall ist, wurde in DIN 2244 mit der Berücksichtigung der Abhängigkeit des Flankendurchmessers von der Bezugslänge ein erster wichtiger Schritt getan. Jedoch ist dies ebenfalls noch nicht ausreichend, denn auch innerhalb der Bezugslänge weist ein wirkliches Gewinde eine unendliche Anzahl von örtlichen Flankendurchmessern auf.

Wird bei der Ermittlung des Flankendurchmessers eines wirklichen Gewindes kein Axialschnitt als Bezugsebene festgelegt, lassen sich die auf den Mantellinien gebildeten Abschnitte gleicher Länge bezüglich einer Gewindelücke und eines benachbarten Gewindezahnes „desselben Gewindeganges“ nicht mehr eindeutig, sondern nur noch durch eine Ausgleichsrechnung bestimmen. Gleiches gilt gegebenenfalls, wenn die Bezugslänge größer als die Mindestbezugslänge ist. Das Ergebnis wäre dann in beiden Fällen ein „mittlerer“ Flankendurchmesser der entsprechenden Bezugslänge.

Soll nun jedoch tatsächlich ein örtlicher Flankendurchmesser eines wirklichen Gewindes eindeutig bestimmt werden, dann ist als Bezugslänge folglich stets die entsprechende Mindestbezugslänge, also die Bezugslänge l zu wählen, die ihrerseits selbstverständlich innerhalb der Bezugslänge l_A liegen muss. Gleichzeitig ist dieser örtliche Flankendurchmesser auch von einer Bezugsebene, die dem betrachteten Axialschnitt durch das betreffende Gewinde entspricht, abhängig.

Wird die Definition aus DIN 2244 um diese entscheidende Erkenntnis erweitert, ist der Begriff des Flankendurchmessers auch für wirkliche zylindrische Gewinde eindeutig bestimmt. Durch weitere Ergänzungen ist die Definition auch auf kegelige Gewinde anwendbar. Der in der bisherigen Definition bezüglich der Gewindelücke und des benachbarten Gewindezahnes enthaltene Verweis auf „denselben Gewindegang“ wird außerdem jeweils durch die Formulierungen „dieselbe Gewindelücke“ und „derselbe benachbarte Gewindezahn“ ersetzt, da unter einem Gewindegang entsprechend DIN 2244 entweder eine Gewindelücke oder ein Gewindezahn zu verstehen ist.

Es ergibt sich schließlich:

Der *Flankendurchmesser* (siehe Bilder 2.1 und 2.2) ist der Durchmesser des geometrisch-idealen Zylinders (bei zylindrischen Gewinden) oder des geometrisch-idealen Kegels (bei kegeligen Gewinden), dessen Achse in einem betrachteten Axialschnitt parallel zur Achse des Flankendurchmessers verläuft, und der das Gewinde so schneidet, dass auf den beiden sich im betrachteten Axialschnitt gegenüberliegenden Mantellinien des Zylinders oder des Kegels durch dieselbe Gewindelücke und denselben benachbarten Gewindezahn innerhalb der (in Anlage II dargestellten) parallel zur Achse des Flankendurchmessers bestimmten und innerhalb der Bezugslänge l_A liegenden Bezugslänge l jeweils zwei gleich lange Abschnitte gebildet werden.

Anmerkung 1: Die Achse des Zylinders oder des Kegels kann als „Achse des örtlichen Flankendurchmessers“ bezeichnet werden.

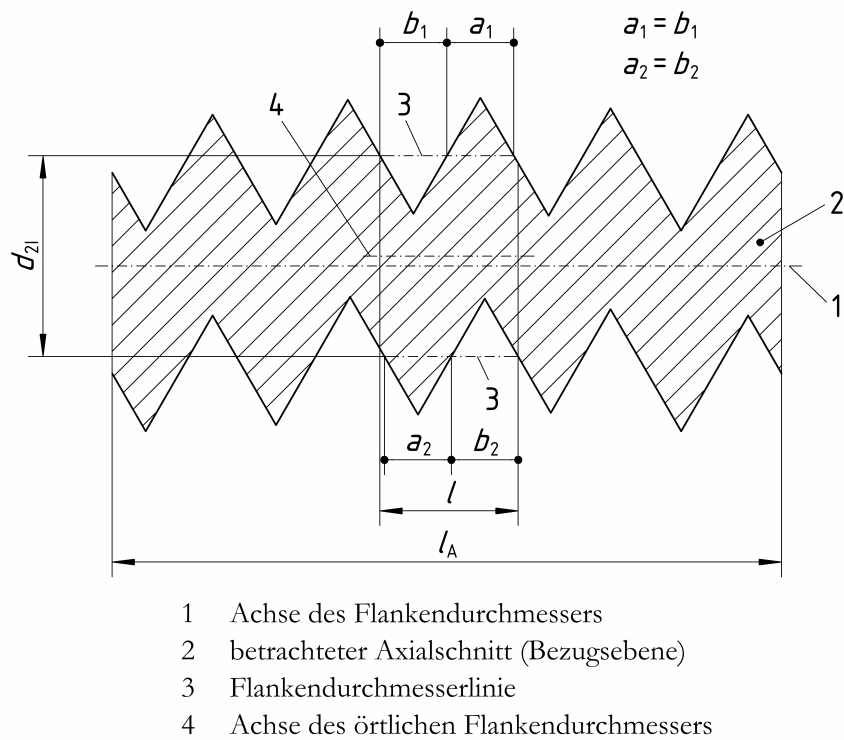


Bild 2.1 – Flankendurchmesser eines zylindrischen eingängigen Außengewindes

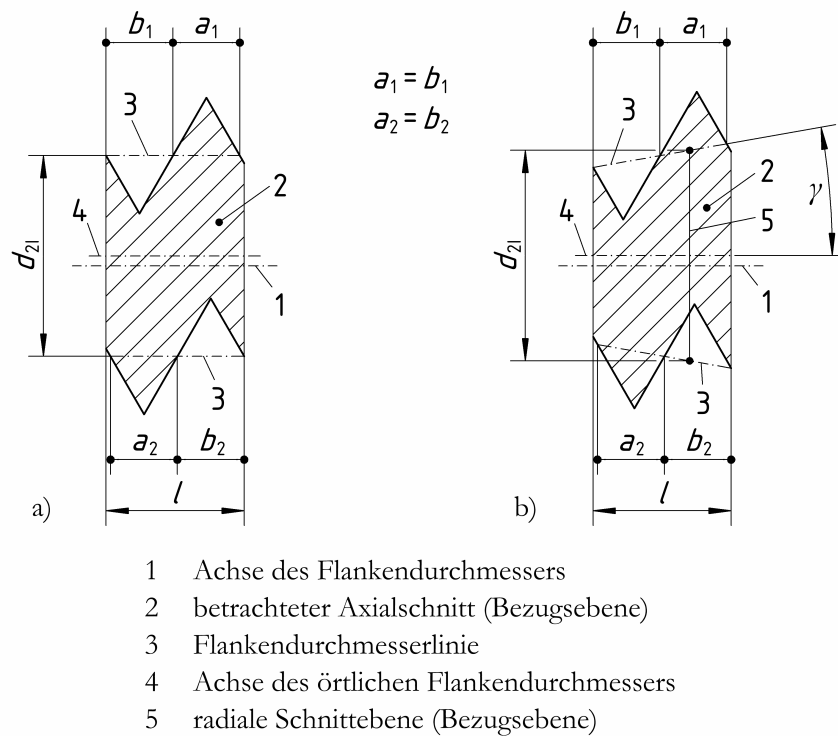


Bild 2.2 – Flankendurchmesser a) eines zylindrischen und b) eines kegeligen eingängigen Außengewindes

Anmerkung 2: Bei kegeligen Gewinden ist der Flankendurchmesser zusätzlich auf eine, innerhalb der Bezugslänge l liegende, radiale Schnittebene zu beziehen.

Anmerkung 3: Der geometrisch-ideale Kegel weist das Nenn-Kegelverhältnis des jeweiligen Gewindes auf.

In Bild 2.1 ist ein wirkliches zylindrisches eingängiges Außengewinde dargestellt. Aufgrund der vorliegenden Formabweichungen des Flankendurchmesserzylinders kann die Achse des örtlichen Flankendurchmessers nicht coaxial zur Achse des Flankendurchmessers sein, sondern verläuft im betrachteten Axialschnitt parallel zu dieser. Gleiches gilt selbstverständlich im Falle auftretender Formabweichungen des Flankendurchmesserkegels bei wirklichen kegeligen Gewinden. Bei geometrisch-idealen Gewinden sind die beiden betreffenden Achsen hingegen stets coaxial.

Bild 2.2 zeigt die Verhältnisse innerhalb der Bezugslänge l für zylindrische und kegelige Gewinde, jeweils am Beispiel eines Außengewindes.

Die Lage der Bezugsebenen ist den jeweiligen Erfordernissen entsprechend zu wählen und anzugeben. Dies gilt insbesondere für die radiale Schnittebene, die bei kegeligen Gewinden zumeist in Bezug auf den kleinsten oder den größten Durchmesser des Gewindes angegeben wird.

Konstruktiv ergibt sich der Flankendurchmesser aus dem Grundprofil bzw. dem Nennprofil des jeweiligen Gewindes. In den zugehörigen Normen (Auswahl: [14], [15], [16], [17]) oder Spezifikationen ist er mit der Toleranz T_{d2} für Außengewinde oder T_{D2} für Innengewinde versehen. Das Grundabmaß, e_s für Außengewinde oder EI für Innengewinde, bestimmt das Maximum-Material-Maß des Flankendurchmessers und sorgt damit beispielsweise für ein theoretisches Mindestspiel in der Gewindeverbindung oder ermöglicht die nachträgliche Beschichtung des Gewindes. Maßgebend für die Festlegung von Toleranz und Grundabmaß sind die geforderte Funktion des Gewindes aber auch die bei der Fertigung des Gewindes zu erwartenden Abweichungen weiterer Bestimmungsgrößen wie Teilung, Steigung und Gewindeflankenwinkel.

2.5 Flankendurchmesserlinie

Die Flankendurchmesserlinie wird in DIN 2244 [2] definiert als:

„Linie im Axialschnitt eines Gewindes parallel zur Achse des Flankendurchmessers, die an einer Gewindelücke und an einem benachbarten Gewindezahn desselben Gewindeganges gleich lange Abschnitte ergibt [...]“.

In ISO 5408 [3] heißt es dagegen:

„Erzeugende des Flankendurchmesserzylinders oder des Flankendurchmesserkegels“.

Während letztere Definition mit Hinblick auf die in [3] vorgenommenen Begriffsbestimmungen des Flankendurchmesserzylinders und des Flankendurchmesserkegels den Belangen eines wirklichen Gewindes in keiner Weise gerecht wird, beschreibt DIN 2244 die vorherrschenden Bedingungen schon sehr treffend. Problematisch und keinesfalls notwendig ist es hier allerdings, eine Gewindelücke und einen Gewindezahn

demselben Gewindegang zuzuordnen. Ferner gilt die Definition aus DIN 2244 lediglich für zylindrische Gewinde.

Unter Einbeziehung der kegeligen Gewinde und nach Abstimmung auf den Wortlaut der neuen Definition des Flankendurchmessers ergibt sich daher:

Die *Flankendurchmesserlinie* (siehe Bilder 2.1 und 2.2) ist die Gesamtheit der beiden aneinandergrenzenden, gleich langen, innerhalb der Bezugslänge l_A liegenden, durch eine Gewindelücke und den benachbarten Gewindezahn gebildeten Abschnitte auf einer in einem betrachteten Axialschnitt verlaufenden Mantellinie des geometrisch-idealen Zylinders (bei zylindrischen Gewinden) oder des geometrisch-idealen Kegels (bei kegeligen Gewinden), dessen Achse im betrachteten Axialschnitt parallel zur Achse des Flankendurchmessers verläuft.

Anmerkung: Der geometrisch-ideale Kegel weist das Nenn-Kegelverhältnis des jeweiligen Gewindes auf.

2.6 Flankendurchmesserzylinder und Flankendurchmesserkegel

Der Begriff des Flankendurchmesserzylinders wird in DIN 2244 [2] in einigen Abschnitten zwar verwendet, eine Definition erfolgt allerdings nicht. Der Flankendurchmesserkegel erfährt keine Erwähnung, da DIN 2244 nur für zylindrische Gewinde gilt.

Die in ISO 5408 [3] enthaltenen Definitionen der beiden Begriffe wurden schon in Abschnitt 2.2 genannt. Dabei wurde bereits festgestellt, dass sie nur auf geometrisch-ideale Gewinde eindeutig anwendbar sind.

Der Flankendurchmesserzylinder und der Flankendurchmesserkegel werden aus den Flankendurchmesserlinien eines Gewindes gebildet und weisen bei wirklichen Gewinden aus diesem Grunde Abweichungen von der idealen Geometrie des Zylinders und des Kegels auf.

Es ergeben sich somit die folgenden Definitionen:

Der *Flankendurchmesserzylinder* ist die Gesamtheit der Flankendurchmesserlinien eines zylindrischen Gewindes.

Der *Flankendurchmesserkegel* ist die Gesamtheit der Flankendurchmesserlinien eines kegeligen Gewindes.

Hiermit besteht eine scheinbar große Ähnlichkeit mit der in Abschnitt 2.5 genannten Definition der Flankendurchmesserlinie aus ISO 5408. In dieser Norm wird allerdings der umgekehrte Weg beschritten und die Flankendurchmesserlinie aus dem Flankendurchmesserzylinder oder dem Flankendurchmesserkegel definiert. Aufgrund dessen kann der Geometrie wirklicher Gewinde jedoch nicht entsprochen werden, da der Flankendurchmesserzylinder und der Flankendurchmesserkegel nach ISO 5408 keine Abweichungen von der idealen Geometrie aufweisen.

In diesem Zusammenhang ist es wichtig, die logische Abfolge der Definitionen zu verstehen und einzuhalten. Zunächst ist, als Ergebnis einer Ausgleichsrechnung, die Achse des Flankendurchmessers zu bestimmen. Nun können in verschiedenen Axialschnitten die Flankendurchmesser mit den jeweils zugehörigen Flankendurchmesserlinien ermittelt werden. Erst aus einer hinreichend großen Anzahl von Flankendurchmesserlinien kann schließlich der Flankendurchmesserzylinder oder der Flankendurchmesserkegel des betrachteten wirklichen Gewindes erfasst werden.

2.7 Achse des einfachen Flankendurchmessers

Die bereits in Abschnitt 2.2 erwähnte Achse des einfachen Flankendurchmessers ist in DIN 2244 [2] definiert als:

„Achse des geometrisch-idealen Ausgleichszylinders der beiden Schraubenlinien der Flanken eines wirklichen Gewindes, welche die Bedingungen erfüllen, dass ihr Abstand in einer Gewindelücke gleich der halben Teilung ist. Ferner müssen gegenüberliegende Abschnitte auf beiden Seiten des Gewindes parallel sein [...] Mehrgängige Gewinde haben für jeden Gewindegang eine Achse des einfachen Flankendurchmessers.“

Diese Definition ermöglichte bei der Betrachtung wirklicher Gewinde erstmals eine klare Abgrenzung gegenüber der Achse des Flankendurchmessers. Sie wird außerdem durch die Anwendung eines „Ausgleichszylinders“ der Geometrie wirklicher Gewinde gerecht. Sie ist jedoch, so wie die Definition der Achse des Flankendurchmessers aus DIN 2244, zu schwer verständlich und zu unspezifisch. Auch hier ist die Beschreibung von exakten Schraubenlinien auf den Gewindeflanken eines wirklichen Gewindes problematisch (vgl. Abschnitt 2.2).

Außerdem ist der genannte Bezug auf die halbe Teilung des Gewindes nicht zutreffend. Die Achse des einfachen Flankendurchmessers wird statt dessen von der halben Nennteilung des Gewindes bestimmt, da nur auf dieser Grundlage der einfache Flankendurchmesser eindeutig definiert und vergleichbar gemessen werden kann (siehe Abschnitt 2.8).

Richtig ist jedoch die Festlegung separater Achsen des einfachen Flankendurchmessers bei mehrgängigen Gewinden, da sich die Achsen jeweils ausschließlich aus einer der Gewindelücken ergeben.

In ISO 5408 [3] ist der Begriff der Achse des einfachen Flankendurchmessers nicht enthalten.

Zur Lösung der bezüglich DIN 2244 bestehenden Probleme ist somit auch hier eine Neufassung der Definition notwendig. Sie soll eindeutig und nachvollziehbar sein und neben den zylindrischen auch die kegeligen Gewinde einschließen. Da auch hier die Betrachtung des Gewindes hinsichtlich seiner gesamten Länge in bestimmten Fällen nicht möglich bzw. nicht notwendig ist, wird außerdem die Bezugslänge der Achse des einfachen Flankendurchmessers l_{As} eingeführt. Diese muss mindestens der Größe der Bezugslänge des einfachen Flankendurchmessers l_s (siehe Abschnitt 2.8 und Anlage III) entsprechen.

Es ergibt sich folglich:

Die *Achse des einfachen Flankendurchmessers* (siehe Bilder 2.3 und 2.4) ist die Achse des geometrisch-idealen Ausgleichszylinders (bei zylindrischen Gewinden) oder des geometrisch-idealen Ausgleichskegels (bei kegeligen Gewinden), dessen Mantellinien das Gewinde innerhalb der parallel zur Achse des Ausgleichszylinders oder des Ausgleichskegels bestimmten Bezugslänge l_{As} so schneiden, dass alle durch die Gewindelücke (bei eingängigen Gewinden) oder durch eine Gewindelücke (bei mehrgängigen Gewinden) gebildeten Abschnitte auf den Mantellinien nach der Methode der kleinsten Abweichungsquadrate bestmöglich die Bedingung erfüllen, dass die Länge ihrer Projektion auf die Achse des Ausgleichszylinders oder des Ausgleichskegels gleich der halben Nennteilung ist.

Anmerkung 1: Die Bezugslänge l_{As} ist größer oder gleich der in Anlage III dargestellten Bezugslänge l_s und kleiner oder gleich der gesamten Länge des Gewindes.

Anmerkung 2: Mehrgängige Gewinde haben hinsichtlich der Bezugslänge l_{As} für jeden Gewindegang eine Achse des einfachen Flankendurchmessers.

Anmerkung 3: Der geometrisch-ideale Ausgleichskegel weist das Nenn-Kegelverhältnis des jeweiligen Gewindes auf.

2.8 Einfacher Flankendurchmesser

Der einfache Flankendurchmesser des Außengewindes d_{2s} und der einfache Flankendurchmesser des Innengewindes D_{2s} werden nach DIN 2244 [2] definiert als:

„Durchmesser eines geometrisch-idealen Kreiszylinders, dessen Mantellinien das Gewinde so schneiden, dass die Abschnitte in den Gewindelücken gleich der halben Teilung [...] sind [...]. Die Achse des Kreiszylinders ist koaxial zur Achse des einfachen Flankendurchmessers [...]

[...] Der einfache Flankendurchmesser ist von der Bezugslänge abhängig. Die Mindestbezugslänge beträgt $1,5 Pb$ [...].

[...] Mehrgängige Gewinde haben für jeden Gewindegang einen einfachen Flankendurchmesser.“

Auch für diese Definition ist der in DIN 2244 genannte Bezug auf die halbe Teilung des Gewindes nicht zutreffend. Statt dessen ist hier ebenfalls die halbe Nennteilung zugrunde zu legen (vgl. Abschnitt 2.7).

Nur bei Berücksichtigung der halben Nennteilung sind vergleichbare Messungen des einfachen Flankendurchmessers mit den jeweils günstigsten Messdrähten oder -kugeln nach dem Dreidraht- oder dem Zwei- oder Dreikugelmessverfahren möglich. Diese häufig angewendeten Verfahren sind in einer Reihe von Veröffentlichungen beschrieben (z. B. [4], [5], [6], [18], [12]).

Wird einer Messung nach den genannten Verfahren dagegen der halbe Istwert der Teilung eines wirklichen Gewindes zugrunde gelegt, ist das Ergebnis ein nicht definitionsgemäß ermittelter einfacher Flankendurchmesser, der jedoch bedingt als näherungsweise Angabe des Flankendurchmessers des betrachteten wirklichen Gewindes gelten kann.

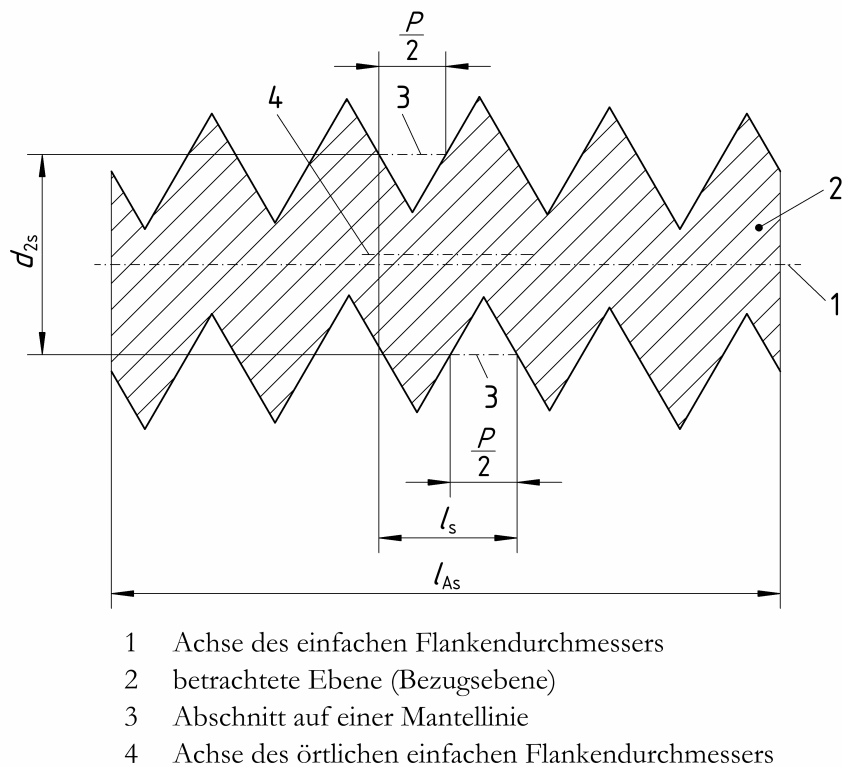


Bild 2.3 – einfacher Flankendurchmesser eines zylindrischen eingängigen Außengewindes

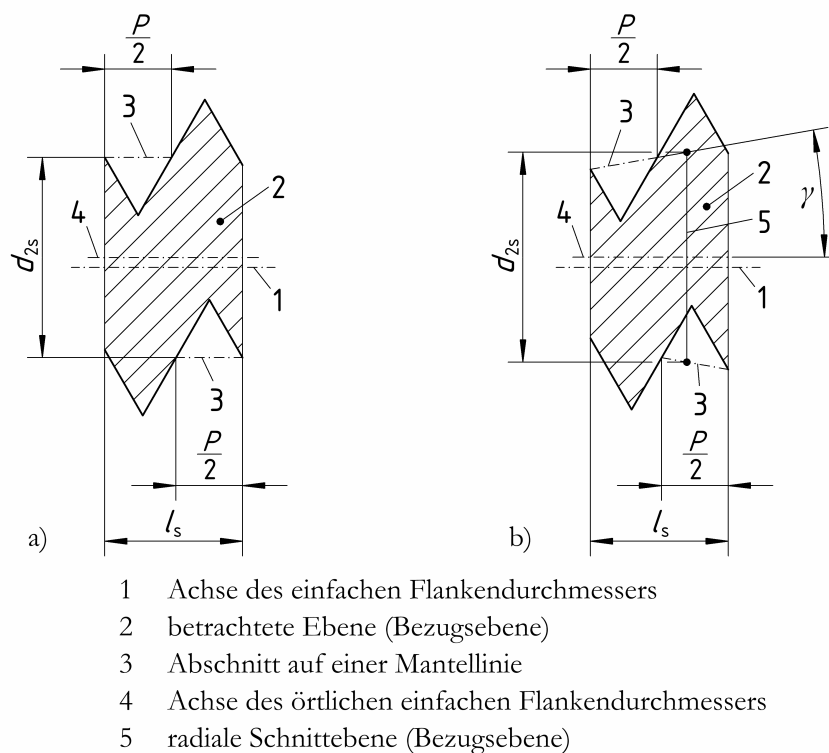


Bild 2.4 – einfacher Flankendurchmesser a) eines zylindrischen und b) eines kegeligen eingängigen Außengewindes

Für die Definition des einfachen Flankendurchmessers ist ebenfalls die Festlegung einer Mindestbezugslänge notwendig. Diese muss das Vorhandensein der auf den Mantellinien durch dieselbe Gewindelücke entsprechend der Länge der halben Nennteilung gebildeten Abschnitte gewährleisten. Die Mindestbezugslängen sind, bezeichnet als Bezugslängen des einfachen Flankendurchmessers l_s , für ein- bis viergängige Gewinde in Anlage III dargestellt. Dabei gelten allgemein die in Bild III.1 angegebenen Werte.

Wird jedoch das Dreidraht- oder das Dreikugelmessverfahren angewendet, müssen die Bezugslängen l_s entsprechend Bild III.2 gewählt werden, da bezüglich der betrachteten Gewindelücke drei Messstücke (Drähte oder Kugeln) zum Einsatz kommen. Der in DIN 2244 angegebene Wert von $1,5 P_h$ gilt demnach nur für die Messung eingängiger Gewinde nach dem Dreidraht- oder dem Dreikugelmessverfahren.

ISO 5408 [3] enthält ebenfalls eine Definition des einfachen Flankendurchmessers. Dort heißt es:

„Durchmesser eines gedachten Zylinders oder Kegels, der ein wirkliches Gewinde über die Breite einer Gewindelücke [...] dort schneidet, wo diese Breite (gemessen parallel zur Achse) gleich der halben Nennteilung [...] ist, üblicherweise gemessen mit den günstigsten Gewindemessdrähten oder -kugeln“.

Hinsichtlich der Anwendbarkeit der Definition des einfachen Flankendurchmessers auf wirkliche Gewinde gelten sinngemäß die bereits in Abschnitt 2.4 beschriebenen Verhältnisse. Ein wirkliches Gewinde besitzt demnach gleichermaßen eine unendliche Anzahl von örtlichen einfachen Flankendurchmessern. Die Definition aus ISO 5408 wird dieser Tatsache nicht gerecht. Die Berücksichtigung der Bezugslänge, wie in DIN 2244, ist auch hier nicht ausreichend, da ein wirkliches Gewinde innerhalb der Bezugslänge ebenfalls eine unendliche Anzahl von örtlichen einfachen Flankendurchmessern aufweist.

Wird bei der Ermittlung des einfachen Flankendurchmessers eines wirklichen Gewindes keine entsprechende Bezugsebene festgelegt, lassen sich die auf den Mantellinien durch dieselbe Gewindelücke entsprechend der Länge der halben Nennteilung gebildeten Abschnitte ebenso nicht mehr eindeutig, sondern nur noch durch eine Ausgleichsrechnung bestimmen. Dies gilt gegebenenfalls auch dann, wenn die Bezugslänge größer als die Mindestbezugslänge ist. Das Ergebnis wäre damit auch hier in beiden Fällen ein „mittlerer“ einfacher Flankendurchmesser der entsprechenden Bezugslänge.

Für den einfachen Flankendurchmesser besteht daher ebenfalls die Abhängigkeit von einer Bezugsebene. Diese Bezugsebene ist jedoch kein Axialschnitt, da dieser auf die Achse des Flankendurchmessers bezogen ist. Vielmehr handelt es sich bei dieser Bezugsebene um eine Ebene, in welcher die Achse des einfachen Flankendurchmessers verläuft. Ferner ist als Bezugslänge auch hier stets die entsprechende Mindestbezugslänge, also die Bezugslänge l_s zu wählen, die ihrerseits selbstverständlich innerhalb der Bezugslänge l_{As} liegen muss. Nur unter diesen Voraussetzungen kann ein örtlicher einfacher Flankendurchmesser eines wirklichen Gewindes eindeutig bestimmt werden.

Die Definition des einfachen Flankendurchmessers muss dies berücksichtigen. Sie soll außerdem gleichermaßen für zylindrische und kegelige Gewinde gelten. Es ergibt sich folglich:

Der *einfache Flankendurchmesser* (siehe Bilder 2.3 und 2.4) ist der Durchmesser des geometrisch-idealen Zylinders (bei zylindrischen Gewinden) oder des geometrisch-idealen Kegels (bei kegeligen Gewinden), dessen Achse parallel zur Achse des einfachen Flankendurchmessers und zusammen mit dieser in einer betrachteten Ebene verläuft, und der das Gewinde so schneidet, dass auf den beiden sich in der betrachteten Ebene gegenüberliegenden Mantellinien des Zylinders oder des Kegels durch dieselbe Gewindelücke innerhalb der (in Anlage III dargestellten) parallel zur Achse des einfachen Flankendurchmessers bestimmten und innerhalb der Bezugslänge l_{As} liegenden Bezugslänge l_s Abschnitte gebildet werden, deren Länge ihrer Projektion auf die Achse des einfachen Flankendurchmessers gleich der halben Nennteilung ist.

Anmerkung 1: Die Achse des Zylinders oder des Kegels kann als „Achse des örtlichen einfachen Flankendurchmessers“ bezeichnet werden.

Anmerkung 2: Bei kegeligen Gewinden ist der einfache Flankendurchmesser zusätzlich auf eine, innerhalb der Bezugslänge l_s liegende, radiale Schnittebene zu beziehen.

Anmerkung 3: Der geometrisch-ideale Kegel weist das Nenn-Kegelverhältnis des jeweiligen Gewindes auf.

Die Formabweichungen der in den Bildern 2.3 und 2.4 dargestellten wirklichen Außengewinde führen dazu, dass die Achse des örtlichen einfachen Flankendurchmessers nicht coaxial zur Achse des einfachen Flankendurchmessers sein kann, sondern in der betrachteten Ebene parallel zu dieser verläuft. Beide Achsen sind im Falle geometrisch-idealer Gewinde hingegen stets coaxial.

Für den einfachen Flankendurchmesser ist die Lage der Bezugsebenen, wie in Abschnitt 2.4 ausgeführt, entsprechend anzugeben.

Der einfache Flankendurchmesser hat in der Gewindemesstechnik als Ergebnis des Dreidraht- oder des Zwei- oder Dreikugelmessverfahrens eine große Bedeutung. Den industriellen Anwendern ist dies jedoch oft gar nicht bewusst. In vielen Fällen sind der Unterschied zum Flankendurchmesser und auch der Begriff des einfachen Flankendurchmessers nicht bekannt.

Die für ein betrachtetes Gewinde ermittelten Werte des einfachen Flankendurchmessers sind mit den Vorgaben aus Zeichnungen und Normen, die zumeist allerdings dem Flankendurchmesser entsprechen, zu vergleichen.

Bei geometrisch-idealen Gewinden sind Flankendurchmesser und einfacher Flankendurchmesser hinsichtlich ihres Maßes identisch. Ein Unterschied zwischen den beiden Bestimmungsgrößen ergibt sich erst durch Abweichungen von der idealen Geometrie, wobei Abweichungen der Teilung den weitaus größten Einfluss haben.

2.9 Paarungsflankendurchmesser und Einschraublänge

Die Paarungsfähigkeit eines Gewindes mit dem zugehörigen Gegenstück wird grundsätzlich von allen geometrischen Merkmalen des Gewindes beeinflusst. Das bedeutet, dass die Prüfung des Flankendurchmessers oder des einfachen Flankendurchmessers allein keinen vollständigen Rückschluss auf die Paarungsfähigkeit des betrachteten Gewindes gestattet.

Mit dem Paarungsflankendurchmesser wurde daher eine Bestimmungsgröße geschaffen, welche die Einflüsse aller geometrischen Merkmale im Bereich der Gewindeflanken eines wirklichen Gewindes auf dessen Paarungsfähigkeit berücksichtigt.

Der Paarungsflankendurchmesser des Außengewindes d_{2p} und der Paarungsflankendurchmesser des Innengewindes D_{2p} werden nach DIN 2244 [2] definiert als:

„Flankendurchmesser eines geometrisch-idealen Außen- oder Innengewindes, das sich im Bereich der Gewindeflanken spielfrei gerade noch mit einem entsprechenden Werkstückgewinde auf einer vorgeschriebenen Einschraublänge l_E [...] verschrauben lässt [...] Auch mehrgängige Gewinde haben nur einen Paarungsflankendurchmesser.“

Entsprechend ISO 5408 [3] ist der Paarungsflankendurchmesser der:

„Flankendurchmesser [...] eines gedachten und geometrisch-idealen Gewindes mit dem entsprechenden Grundprofil [...], das sich gerade noch (ohne Übermaß und Spiel) mit dem wirklichen Gewinde über eine bestimmte Einschraublänge im Bereich der Gewindeflanken und mit Spiel an den Gewindespitzen paaren lässt [...] Bei kegeligen Gewinden [...] ändert sich der Paarungsflankendurchmesser entlang der Gewindeachse.“

Beide Definitionen sind nahezu gleichwertig und erlauben eine gegenseitige Ergänzung. Die in ihnen genannten Aspekte sind für den Begriff des Paarungsflankendurchmessers wichtig und sollten daher zusammengefasst werden.

Der in ISO 5408 gebrauchte Begriff „Grundprofil“ soll dabei durch „Nennprofil“ ersetzt werden. Der Bezug auf das Grundprofil ist ungünstig, da für einige Gewindearten kein Grundprofil definiert ist (z. B. für Rundgewinde nach DIN 405-1 [19]). Das Gewinde des Gegenstückes, mit dem ein betrachtetes wirkliches Gewinde gepaart werden soll, ist außerdem selbst dem Nennprofil entsprechend ausgeführt. Gleiches gilt auch für die Gewinde-Gutlehen als Verkörperung eines bestimmten Paarungsflankendurchmessers. Der Bezug auf das Nennprofil ermöglicht außerdem das in der Definition aus ISO 5408 geforderte Spiel an den Gewindespitzen.

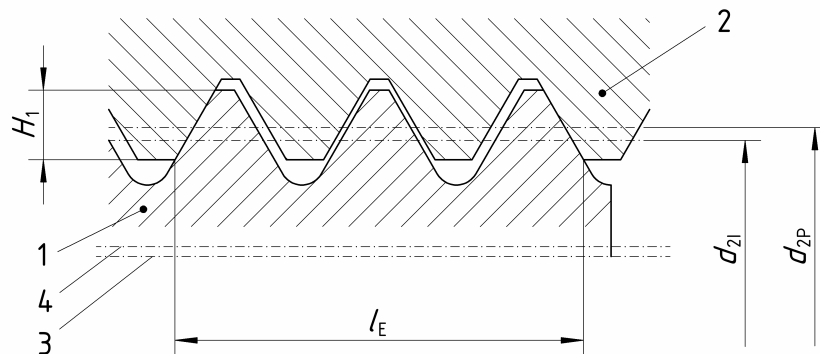
Wird ein betrachtetes wirkliches Gewinde mit einem gedachten geometrisch-idealen Gewinde gepaart, ergibt sich ein Zusammenhang zwischen dem Paarungsflankendurchmesser und der Flankenüberdeckung H_1 (siehe Bild 2.5). Aus diesem Grund ist die Festlegung des Gewindeprofils des gedachten geometrisch-idealen Gewindes in der Definition notwendig. Grundprofil und Nennprofil sind dabei gleichwertig anwendbar, wenn sie jeweils die gleiche Flankenüberdeckung bewirken.

Es ergibt sich also die folgende neue Definition:

Der *Paarungsflankendurchmesser* (siehe Bild 2.5) ist der Flankendurchmesser des gedachten geometrisch-idealen Gewindes mit dem entsprechenden Nennprofil, das sich im Bereich der Gewindeflanken spielfrei und ohne Übermaß mit dem betrachteten wirklichen Gewinde auf einer bestimmten Einschraublänge l_E paaren lässt.

Anmerkung 1: Bei mehrgängigen Gewinden haben alle Gewindegänge einen gemeinsamen Paarungsflankendurchmesser.

Anmerkung 2: Bei kegeligen Gewinden ändert sich der Paarungsflankendurchmesser entlang der Achse des Paarungsflankendurchmessers.



- 1 betrachtetes wirkliches Außengewinde
- 2 gedachtes geometrisch-ideales Innengewinde
- 3 Achse des Flankendurchmessers
- 4 Achse des Paarungsflankendurchmessers

Bild 2.5 – Paarungsflankendurchmesser eines Außengewindes

Wie aus dieser Definition hervorgeht, besitzt ein wirkliches zylindrisches Gewinde bezüglich der Einschraublänge l_E genau einen Paarungsflankendurchmesser. In gleicher Weise besitzt ein wirkliches kegeliges Gewinde bezüglich der Einschraublänge l_E an jeder Stelle entlang der Achse des Paarungsflankendurchmessers genau einen Paarungsflankendurchmesser.

Da der Paarungsflankendurchmesser entsprechend seiner Definition ein Flankendurchmesser ist, handelt es sich bei der Achse des Paarungsflankendurchmessers in gleicher Weise um eine Achse des Flankendurchmessers.

Abweichungen im Bereich der Gewindespitzen bzw. im Bereich der Gewindegründe und damit insbesondere Abweichungen des Außendurchmessers bzw. des Kerndurchmessers können die Paarungsfähigkeit des Gewindes mit dem zugehörigen Gegenstück ebenfalls beeinflussen. Der Paarungsflankendurchmesser erfasst diese Einflüsse allerdings nicht, da er ausschließlich auf den Bereich der Gewindeflanken bezogen ist.

Die Einschraublänge l_E ist in DIN 2244 [2] definiert als:

„achsparallele Länge, über die sich die vollständig ausgebildeten Gewindezähne eines Außengewindes und eines Innengewindes, die miteinander verschraubt sind, berühren [...]“.

In ISO 5408 [3] heißt es dagegen:

„axiale Länge über die zwei gepaarte nutzbare Gewinde miteinander in Berührung sind“.

Auch diese beiden Definitionen erfordern eine entsprechende Richtigstellung. Die Achse, auf die die Einschraublänge bezogen ist, muss eindeutig benannt werden.

Hierbei bietet sich natürlich zuallererst die Achse des Flankendurchmessers an, da auf diese eine Reihe weiterer Bestimmungsgrößen des Gewindes bezogen ist.

Außerdem soll der in DIN 2244 gebrauchte Begriff „berühren“ durch „überdecken“ ersetzt werden, da eine tatsächliche Berührung nicht notwendigerweise erfolgen muss (siehe ISO 5408 [3] Bild 19) und im Falle gepaarter wirklicher Gewinde auch kaum erfassbar ist.

Somit ergibt sich die folgende neue Definition:

Die *Einschraublänge* (siehe Bild 2.5) ist die Länge parallel zur Achse des Flankendurchmessers, über die sich die vollständig ausgebildeten Gewindezähne eines Außengewindes und eines Innengewindes, die miteinander verschraubt sind, überdecken.

Anmerkung: Sind die Achsen des Flankendurchmessers der beiden verschraubten Gewinde nicht parallel zueinander, ist die Einschraublänge nur auf eine der beiden Achsen des Flankendurchmessers bezogen.

2.10 Paarungsausgleichsbetrag

Der Paarungsausgleichsbetrag E ist als Begriff in DIN 2244 [2] nicht enthalten.

In ISO 5408 [3] wird er definiert als:

„Änderung des Paarungsflankendurchmessers [...] verursacht durch Teilungsabweichung [...] / Steigungsabweichung [...] und/oder Gewindeflankenwinkelabweichung [...], üblicherweise ermittelt durch Differenzmessverfahren [...]“.

Diese Definition charakterisiert den Begriff nur unzureichend, da natürlich weit mehr als die genannten Faktoren den Paarungsausgleichsbetrag beeinflussen. Dieser beschreibt vielmehr den direkten Zusammenhang zwischen dem Flankendurchmesser und dem Paarungsflankendurchmesser eines wirklichen Gewindes.

Daraus leitet sich die folgende Definition ab:

Der *Paarungsausgleichsbetrag* ist die Differenz zwischen dem Paarungsflankendurchmesser und dem Flankendurchmesser.

Bei wirklichen Außengewinden ist der Paarungsausgleichsbetrag stets positiv, da der Paarungsflankendurchmesser größer als der Flankendurchmesser ist. Dementsprechend ist der Paarungsausgleichsbetrag bei wirklichen Innengewinden stets negativ; hier ist der Paarungsflankendurchmesser kleiner als der Flankendurchmesser.

Es gilt daher für Außengewinde:

$$E = d_{2p} - d_{2l} \quad (2.1)$$

und für Innengewinde:

$$E = D_{2p} - D_{2l} \quad (2.2)$$

Für geometrisch-ideale Gewinde gilt $E = 0$. Paarungsflankendurchmesser und Flankendurchmesser sind in diesem Fall gleich groß.

Da ein wirkliches Gewinde bezüglich der Einschraublänge l_E nur einen Paarungsflankendurchmesser (der sich im Falle von kegeligen Gewinden entlang der Achse des Paarungsflankendurchmessers ändert) und zugleich eine unendliche Anzahl von örtlichen Flankendurchmessern besitzt, existiert dementsprechend auch eine unendliche Anzahl von Paarungsausgleichsbeträgen.

Dabei ist es aber praktisch weder notwendig noch sinnvoll möglich, alle Paarungsausgleichsbeträge eines betrachteten Gewindes zu erfassen. Vielmehr interessiert den Anwender, je nach Art der Problemstellung, beispielsweise der größte mögliche Paarungsausgleichsbetrag oder ein sich aus den vorherrschenden Abweichungen des Gewindes ergebender charakteristischer Wert des Paarungsausgleichsbetrages.

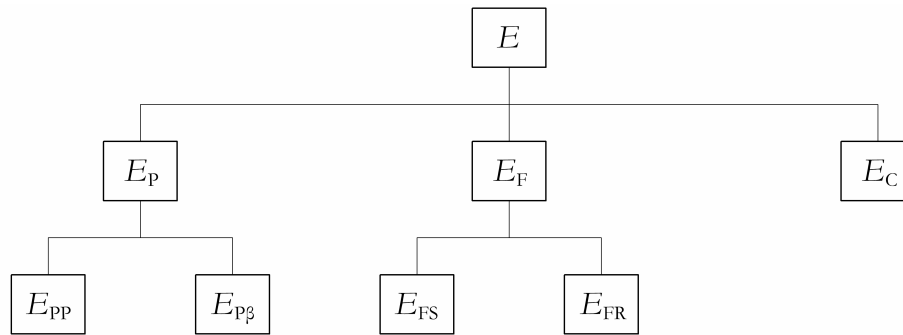


Bild 2.6 – Systematik der Paarungsausgleichsbeträge

Der Paarungsausgleichsbetrag E wird von der gemeinsamen Wirkung der im Bereich der Gewindeflanken vorliegenden Abweichungen von der idealen Geometrie beeinflusst. Um eine analytische Beschreibung des dabei auftretenden, überaus komplexen Zusammenspiels der betreffenden Abweichungen zu ermöglichen, wird für die Betrachtungen in der vorliegenden Arbeit der Paarungsausgleichsbetrag E systematisch in die in Bild 2.6 dargestellten Paarungsausgleichsbeträge aufgegliedert. Im Einzelnen handelt es sich dabei um:

- E_{PP} : Paarungsausgleichsbetrag, resultierend aus der Gesamtteilungsabweichung (siehe Abschnitt 4.2),
- E_{pP} : Paarungsausgleichsbetrag, resultierend aus den Gewindeflankenwinkelabweichungen (siehe Abschnitt 4.3),
- E_p : Paarungsausgleichsbetrag, resultierend aus der gemeinsamen Wirkung der Gesamtteilungsabweichung und der Gewindeflankenwinkelabweichungen (siehe Abschnitt 4.4),
- E_{FS} : Paarungsausgleichsbetrag, resultierend aus den Geradheitsabweichungen der Gewindeflanken (siehe Abschnitt 4.5),
- E_{FR} : Paarungsausgleichsbetrag, resultierend aus der Rauheit der Gewindeflanken (siehe Abschnitt 4.6),

- E_F : Paarungsausgleichsbetrag, resultierend aus der gemeinsamen Wirkung der Geradheitsabweichungen der Gewindeflanken und der Rauheit der Gewindeflanken (siehe Abschnitt 4.7) und
- E_C : Paarungsausgleichsbetrag, resultierend aus den Formabweichungen des Flankendurchmesserzylinders oder des Flankendurchmesserkegels (siehe Abschnitt 4.8).

Bei der analytischen Beschreibung dieser Paarungsausgleichsbeträge werden am betrachteten Gewinde ausschließlich die jeweils genannten Abweichungen berücksichtigt. Die Bestimmung von E (siehe Abschnitt 4.9) erfolgt letztlich auf der Grundlage der so ermittelten Paarungsausgleichsbeträge E_p , E_F und E_C .

3 Bisherige Sichtweise auf den Paarungsflankendurchmesser – Zusammenfassung und Bewertung

Zu Beginn seiner Entwicklung als Maschinenelement waren für das Gewinde keinerlei Toleranzen festgelegt. Die Außen- und Innengewinde wurden jeweils paarweise angepasst und waren daher untereinander nicht austauschbar. Erst mit fortschreitender Industrialisierung und der gleichzeitigen Entwicklung der Normung, wuchs das Bewusstsein um die Notwendigkeit der Vereinheitlichung der bereits zahlreichen Gewindearten und der Festlegung von Toleranzen für das Gewinde. Dabei wurden zunächst vorrangig der Außendurchmesser des Außengewindes und der Kerndurchmesser des Innengewindes mit Toleranzen versehen, da diese beiden Bestimmungsgrößen leicht durch Messen oder Lehren zu prüfen sind.

Bald erwies sich außerdem die Tolerierung des Flankendurchmessers als notwendig, da dieser für die Austauschbarkeit und die Funktion des Gewindes eine entscheidende Rolle spielt. Sehr schnell erkannte man, dass auch die Steigung oder Teilung sowie die Gewindeflankenwinkel die Paarungsfähigkeit des Gewindes wesentlich beeinflussen. Es zeigte sich, dass der Flankendurchmesser eines Außengewindes, aufgrund der Abweichungen der Steigung und der Gewindeflankenwinkel, um einen bestimmten Betrag verkleinert werden muss, um die Paarungsfähigkeit mit dem zugehörigen Innengewinde zu gewährleisten ([4] S. 15-20 und 479-483).

Aus diesen Überlegungen heraus entstanden die ersten Toleranzen für den Flankendurchmesser. Dazu schrieb Prof. G. BERNDT in [4] S. 483: „[...] daß die Tolerierung des Gewindes sich in erster Linie zu erstrecken hat auf Steigung und Flankenwinkel [heute Gewindepromilwinkel, Anm. d. Verfassers], [...] aus jenen folgt dann zwangsläufig die Toleranz des Flankendurchmessers und damit erst die des Außen- und Kerndurchmessers.“

Letztlich wurde diese Forderung allerdings nicht vollständig umgesetzt. Bis heute sind in den meisten Fällen lediglich für Gewindelehren, nicht aber für Werkstückgewinde Toleranzen für die Steigung, die Teilung und die Gewindeflankenwinkel festgelegt. Der Grund dafür dürfte vorrangig wirtschaftlicher Natur sein. Eine Tolerierung der drei genannten Bestimmungsgrößen, würde einen erhöhten Aufwand und damit höhere Kosten bei der Prüfung der Gewinde verursachen. Auch sind Steigung, Teilung und Gewindeflankenwinkel während der Fertigung oft durch die Geometrie des Gewindeverkzeuges und durch die Funktion der Werkzeugmaschine (Wechselräder, Leitspindel) vorgegeben. Im Vertrauen auf das so erzeugte Gewindepromil hat sich seitens der Industrie offenbar bisher kein Bedarf an einer Normung der Toleranzen für die drei genannten Bestimmungsgrößen ergeben. Zur Gewährleistung der Austauschbarkeit des Gewindes, die in der Paarungsfähigkeit mit dem zugehörigen Gegenstück besteht, hat sich vielmehr seit längerem in der industriellen Praxis die schnelle und wirtschaftliche Prüfung mit Lehren durchgesetzt.

Bisher spielt jedoch auch der Paarungsflankendurchmesser im deutschen und internationalen Normenwerk, abgesehen von seinen Definitionen in DIN 2244 [2] und ISO 5408 [3], eine noch zu geringe Rolle.

Bei der Betrachtung der in diesem Bereich am häufigsten auftretenden und damit wichtigsten Gewindearten, dem Metrischen ISO-Gewinde (M), dem Metrischen ISO-

Trapezgewinde (Tr), dem Rohrgewinde für nicht im Gewinde dichtende Verbindungen (G) und dem Rohrgewinde für im Gewinde dichtende Verbindungen (R, Rc, Rp) wird deutlich, dass bei der Spezifikation der Werkstückgewinde (M: [20], [21], [22], [14]; Tr: [23], [15], [24]; G: [25], [26]; R, Rc, Rp: [27], [28], [29], [30])² der Paarungsflankendurchmesser keine Erwähnung erfährt und die ihn beeinflussenden Größen nicht ausdrücklich benannt werden. Für die Steigung, die Teilung und die Gewindeflankenwinkel werden keine Toleranzen festgelegt, obwohl die Abweichungen dieser Bestimmungsgrößen den Paarungsflankendurchmesser maßgeblich beeinflussen. Toleranzen und Grenzabmaße werden lediglich für Außen-, Flanken- und Kerndurchmesser (bei den kegeligen Gewinden verkörpert durch die Lage der Prüfebene) spezifiziert. Die möglichen Unterschiede zwischen Flankendurchmesser, einfachem Flankendurchmesser und Paarungsflankendurchmesser finden ebenfalls keine Erwähnung.

Für die genannten Gewindearten ist jeweils ein Lehrensystem als vorzugsweise anzuwendendes Prüfverfahren festgelegt (M: [31]; Tr: [32]; G: [33]; R, Rc, Rp: [34], [35], [36]). Die Spezifikation der Lehren beinhaltet dabei Toleranzen und Grenzabmaße nicht nur für Außen-, Flanken- und Kerndurchmesser, sondern auch für die Steigung bzw. die Teilung und die Gewindeflankenwinkel. Da die so festgelegten Gewinde-Gutlehren (im Falle der zylindrischen Gewinde) und die Gewinde-Grenzlehren (im Falle der kegeligen Gewinde) ein annähernd geometrisch-ideales Gegenstück des jeweiligen Werkstückgewindes verkörpern, erfolgt mit ihnen somit die Prüfung des Paarungsflankendurchmessers des Werkstückes. Auf diese entscheidende Tatsache wird auch in DIN ISO 1502 [31] hingewiesen. Dort heißt es z. B. für den Gewinde-Gutlehring in Abschnitt 7.1.1 auf S. 6: „Ein Gewinde-Gutlehring prüft das Paarungsmaß des Außengewindes (Lehrung des Paarungsflankendurchmessers), d. h., er prüft die Einhaltung der Maximum-Material-Grenze des Flankendurchmessers einschließlich der Formabweichungen und Steigungsabweichungen sowie Teilflankenwinkelabweichungen [heute Gewindeflankenwinkelabweichungen, Anm. d. Verfassers], die eine scheinbare Vergrößerung des Flankendurchmessers des Werkstückgewindes (Paarungsflankendurchmesser) bewirken.“

Eine Darstellung des Zusammenhanges zwischen dem Flankendurchmesser und dem Paarungsflankendurchmesser erfolgt also erst im Zuge der Festlegung der Prüfmethode in Form des jeweiligen Lehrensystems. Dies ist ungünstig, da die Paarungsfähigkeit mit dem zugehörigen Gegenstück somit nicht auf der Spezifikation des Werkstückgewindes beruht, sondern erst durch das Prüfverfahren gewährleistet wird. Bei der Anwendung anderer Prüfverfahren, also insbesondere bei Messverfahren, kann dies zu Problemen führen. So kann durch eine Messung des Flankendurchmessers allein selbstverständlich keine Aussage zur Paarungsfähigkeit des Gewindes erfolgen. Dies gilt insbesondere auch wegen des Fehlens der Toleranzen für die Steigung, die Teilung und die Gewindeflankenwinkel der Werkstückgewinde.

Im Gegensatz zur Vorgehensweise in den deutschen und internationalen Normen wird für das weltweit ebenfalls häufig angewendete Unified Gewinde in der US-Gewinde-

² Für das Metrische ISO-Gewinde und das Metrische ISO-Trapezgewinde sind nur die hier wesentlichen Normen aufgeführt. Hinsichtlich der weiteren, für die beiden Gewindearten geltenden Normen, sei auf das DIN-Taschenbuch 45 – Gewinde [1] verwiesen.

norm ASME B1.1 [37] der Paarungsflankendurchmesser bereits bei der Spezifikation der Werkstückgewinde mit einbezogen.

Für den Flankendurchmesser und den Paarungsflankendurchmesser werden dabei jeweils dieselben Grenzmaße festgelegt. Dies steht allerdings in teilweiseem Widerspruch zum Taylorschen Grundsatz und stellt außerdem eine mehrdeutige Spezifikation dar, was zu Problemen zwischen Lieferant und Abnehmer führen kann.

Als Einflussgrößen auf den Paarungsflankendurchmesser werden in der Norm – neben dem Flankendurchmesser selbst – die Form- und Profilabweichungen des Gewindes, also die Abweichungen der Gewindeflankenwinkel, der Steigung, des Kegels (Zylinderform) und der Rundheit genannt. Ferner werden für die Steigung und die Gewindeflankenwinkel Grenzabmaße festgelegt, die allerdings erst im Zusammenhang mit der gewählten Prüfmethode gelten. Die Grenzabmaße der Steigung sind dabei so ausgelegt, dass sie einen Paarungsausgleichsbetrag in Höhe der halben Toleranz des Flankendurchmessers bewirken. In Tabelle 3 der Norm [37] sind die Grenzabmaße der Steigung zusammen mit den jeweiligen Paarungsausgleichsbeträgen enthalten. Der mathematische Zusammenhang zwischen den Grenzabmaßen der Steigung und den sich jeweils ergebenden Paarungsausgleichsbeträgen wird in Abschnitt 9.1.5 der Norm zutreffend erläutert.

Die Abnahme der in ASME B1.1 festgelegten Werkstückgewinde erfolgt entsprechend den Normen ASME B1.3 [38] und ANSI/ASME B1.2 [39].

In ASME B1.3 ist hierzu eine Vielzahl von Lehren und Messmitteln aufgeführt, die den jeweiligen zu prüfenden Bestimmungsgrößen des Gewindes zugeordnet werden. Zur Abnahme der Werkstückgewinde werden drei Prüfsysteme (21, 22 und 23) festgelegt, über deren Anwendung sich Lieferant und Abnehmer, entsprechend der Spezifikation des Gewindes oder durch zusätzliche Absprachen, verständigen müssen.

Die Prüfsysteme lassen sich zusammenfassend folgendermaßen charakterisieren:

- System 21:
 - Prüfung des Paarungsflankendurchmessers an der Maximum-Material-Grenze (mittels Gewindelehren mit Standard-Prüflängen)
 - Prüfung des Paarungsflankendurchmessers an der Minimum-Material-Grenze
- System 22:
 - Prüfung des Paarungsflankendurchmessers an der Maximum-Material-Grenze (mittels Gewindelehren mit Standard-Prüflängen)
 - Prüfung des Flankendurchmessers oder des einfachen Flankendurchmessers an der Minimum-Material-Grenze
 - keine separate Prüfung der Abweichungen der anderen Bestimmungsgrößen, wie Steigung, Gewindeflankenwinkel, Kegel (Zylinderform) und Rundheit; diese sollen gemeinsam innerhalb der Toleranz des Flankendurchmessers wirken
- System 23:
 - Prüfung des Paarungsflankendurchmessers an der Maximum-Material-Grenze (mittels Gewindelehren mit Standard-Prüflängen)
 - Prüfung des Flankendurchmessers oder des einfachen Flankendurchmessers an der Minimum-Material-Grenze
 - separate Prüfung der Abweichungen der anderen Bestimmungsgrößen, wie Steigung, Gewindeflankenwinkel, Kegel (Zylinderform) und Rundheit entsprechend der jeweiligen Spezifikation des Gewindes

In ANSI/ASME B1.2 [39] erfolgt schließlich die Festlegung des zugehörigen Lehrensystems und eine Beschreibung der zahlreichen weiteren zu Prüfung der Gewinde vorgesehenen Messmittel. Auch in dieser Norm beinhaltet die Spezifikation der Lehren Toleranzen und Grenzabmaße für Außen-, Flanken- und Kerndurchmesser sowie für die Steigung und die Gewindeflankenwinkel.

In Abschnitt 3.8 der Norm wird auf die Berechnung der durch die Abweichungen der Steigung und durch die Gewindeflankenwinkelabweichungen verursachten Paarungsausgleichsbeträge eingegangen. Während dabei im Falle der Abweichungen der Steigung eine gute Näherungslösung gefunden wurde, sind die Angaben bezüglich der Gewindeflankenwinkelabweichungen sehr stark vereinfacht und kaum zutreffend, da die Vorzeichen der Gewindeflankenwinkelabweichungen, welche für die Berechnung des Paarungsausgleichsbetrages eine entscheidende Rolle spielen, nicht berücksichtigt wurden (siehe Abschnitte 4.2 – 4.4 der vorliegenden Arbeit).

In ASME B1.3 und ANSI/ASME B1.2 wird darauf hingewiesen, dass durch die Anwendung von Gewindelehren eine Prüfung des Paarungsflankendurchmessers erfolgt. In diese Aussage werden dabei auch die Gewinde-Ausschusslehren mit einbezogen. Dies ist jedoch nicht korrekt, da Gewinde-Ausschusslehren ein Gewindeprofil mit verkürzten Gewindeflanken und darüber hinaus eine geringere Gewindelänge als die Gewinde-Gutlehren aufweisen. Eine Prüfung des Paarungsflankendurchmessers gemäß dessen Definition erfolgt mit ihnen somit nicht.

Letztendlich wird auch bei den Unified Gewinden die Paarungsfähigkeit mit dem zugehörigen Gegenstück erst durch die entsprechende Prüfmethode gewährleistet. Hierzu wurde mit den Prüfsystemen 21, 22 und 23 und mit den diesbezüglich genannten und spezifizierten Lehren und Messmitteln ein sehr komplexes System geschaffen, welches eine Vielzahl von Möglichkeiten der Prüfung offen lässt. Damit ist eine eindeutige Prüfung der Gewinde nur nach vorheriger ausführlicher Verständigung zwischen Lieferant und Abnehmer möglich. Dies widerspricht jedoch dem Anspruch der Normung eine eindeutige Festlegung zu treffen, die keiner weiteren umfangreichen und zusätzlichen Absprachen mehr bedarf.

Hinweise auf Paarungsausgleichsbeträge, die durch Abweichungen der Steigung oder durch Gewindeflankenwinkelabweichungen verursacht werden, sind auch in anderen US-Gewindenormen enthalten (z. B. [40], [41], [42], [43]). Die dabei zur Berechnung der Paarungsausgleichsbeträge angegebenen Gleichungen sind, wie auch in [37] und [39], auf das jeweilige Gewindeprofil zugeschnitten und damit nur für dieses gültig. Die gleichzeitig vorgenommenen Vereinfachungen, wie die bezüglich [39] bereits erwähnte fehlende Berücksichtigung der Vorzeichen der Gewindeflankenwinkelabweichungen, können darüber hinaus zu unzutreffenden Werten der berechneten Paarungsausgleichsbeträge führen.

Das Unified Gewinde ist auch in den britischen Normen BS 1580-1 [44] und BS 1580-3 [45] festgelegt. Neben der Begriffsbestimmung des Paarungsflankendurchmessers werden in [44] die Abweichungen der Teilung und die Gewindeflankenwinkelabweichungen als Einflussgrößen auf den Paarungsflankendurchmesser genannt. Eine Tolerierung dieser beiden Größen erfolgt, im Gegensatz zu ASME B1.1, jedoch nicht. Im (informativen) Anhang E der Norm wird auf die Berechnung der durch die Abweichungen der Teilung und durch die Gewindeflankenwinkelabweichungen verursachten Paarungsausgleichsbeträge eingegangen. Dabei wird ähnlich wie in den

bereits genannten US-Gewindenormen verfahren; die Vorzeichen der Gewindeflankenwinkelabweichungen werden ebenfalls nicht berücksichtigt.

Als Abnahmebedingung für die Werkstückgewinde ist in BS 1580-1 Abschnitt E.3 festgelegt, dass der Flankendurchmesser innerhalb der vorgegebenen Grenzmaße liegen muss. Ferner darf der Paarungsflankendurchmesser bei Außengewinden das obere Grenzmaß des Flankendurchmessers nicht überschreiten und bei Innengewinden das untere Grenzmaß des Flankendurchmessers nicht unterschreiten.

Die Prüfung der Werkstückgewinde erfolgt nach den Normen BS 919-1 [46] und BS 919-4 [47], welche ein entsprechendes Lehrensystern enthalten. Die dabei festgelegten Lehrenmaße sind mit denen aus ANSI/ASME B1.2 jedoch nicht vollständig identisch.

Ist ein wirtschaftlicher Einsatz von Lehren nicht gegeben, können die Werkstückgewinde entsprechend BS 919-1 auch durch das Messen der Durchmesser, der Teilung und der Gewindeflankenwinkel geprüft werden. In diesem Zusammenhang wird in der Norm auf die Bestimmung des Paarungsflankendurchmessers hingewiesen. Dieser wird aus dem gemessenen Flankendurchmesser und den Paarungsausgleichsbeträgen, die sich aus den Abweichungen der Teilung und aus den Gewindeflankenwinkelabweichungen ergeben, berechnet. Die dazu verwendete Gleichung entspricht den Ausführungen aus [44] (Abschnitte A.1 und A.3 und Anhang C in [46]).

Problematisch ist in [44], [46] und [47] allerdings die Verwendung des Begriffes „Flankendurchmesser“, der dort sowohl als „effective diameter“ als auch als „simple effective diameter“ auftritt und damit keine eindeutige Abgrenzung gegenüber dem einfachen Flankendurchmesser ermöglicht.

Die aktuelle Situation in der Normung ist also hinsichtlich des Paarungsflankendurchmessers international von einer noch immer uneinheitlichen Vorgehensweise gekennzeichnet. Wie das Beispiel des Unified Gewindes zeigt, können selbst bezüglich ein und derselben Gewindeart unterschiedliche Auffassungen bestehen.

Die Beschreibung und Analyse sowie die funktionsgerechte Tolerierung der Einflussgrößen auf den Paarungsflankendurchmesser erfolgen in den Normen bisher nicht oder nur unvollständig.

Außerhalb der Normung ergeben die Veröffentlichungen mit Bezug zum Thema Paarungsflankendurchmesser ein ähnliches Bild. In dem von der EURAMET herausgegebenen Calibration Guide EURAMET cg-10 [12] wird darauf verwiesen, dass sich aus den in den Normen uneinheitlichen Definitionen von Bestimmungsgrößen des Gewindes aber auch aus den bestehenden unterschiedlichen Vorgehensweisen bei der Prüfung von Gewindelehren Probleme hinsichtlich der erzielten Messergebnisse und der ermittelten Messunsicherheiten ergeben können. Das Anliegen dieses Dokumentes ist deshalb eine Harmonisierung auf diesem Gebiet.

Die in [12] enthaltenen Definitionen von Bestimmungsgrößen dienen lediglich dem Verständnis der weiteren im Dokument enthaltenen Ausführungen. Zu einer Vereinheitlichung der Begriffsbestimmung können diese teilweise etwas unspezifischen Definitionen jedoch nicht beitragen. Dies kann letztendlich nur die entsprechende Normung leisten.

So erfolgt in [12] auch die Definition des Paarungsflankendurchmessers. Als Einflussgrößen auf den Paarungsflankendurchmesser werden die Abweichungen der

Steigung (Teilung), der Gewindeflankenwinkel, des Kegels (Zylinderform), der Geradheit und der Rundheit genannt. Es erfolgt außerdem der Hinweis darauf, dass bei einem geometrisch-idealen Gewinde Flankendurchmesser, einfacher Flankendurchmesser und Paarungsflankendurchmesser gleich groß sind.

Neben der Nennung und Erläuterung von grundlegenden Möglichkeiten zur Bestimmung des Flankendurchmessers und des einfachen Flankendurchmessers, wird auch auf die Berechnung des Paarungsflankendurchmessers, jedoch lediglich unter Berücksichtigung der Abweichungen der Teilung und der Gewindeflankenwinkelabweichungen, eingegangen. Die dabei hinsichtlich der Abweichungen der Teilung aufgeführte Gleichung gilt ausschließlich für zylindrische symmetrische Gewinde. Die Gleichung zur Berechnung des sich aus den Gewindeflankenwinkelabweichungen ergebenden Paarungsausgleichsbetrages ist auf das Profil des Metrischen ISO-Gewindes bzw. des Unified Gewindes zugeschnitten. Eine Berücksichtigung der Vorzeichen der Gewindeflankenwinkelabweichungen wird auch hier nicht vorgenommen. Damit sind die so ermittelten Paarungsflankendurchmesser, besonders mit Hinblick die Belange von Gewindelehren, kaum zutreffend.

Aus den genannten Gründen sind auch die in [12] Abschnitt 7.5 schließlich durchgeführten Betrachtungen zur Unsicherheit des ermittelten Paarungsflankendurchmessers unvollständig und nicht zutreffend, da die bei der Bestimmung des Paarungsflankendurchmessers vorgenommenen erheblichen Vereinfachungen keine Berücksichtigung finden.

Eingehende Untersuchungen bezüglich der Wirkung der Abweichungen der Steigung und der Gewindeflankenwinkelabweichungen auf den Paarungsflankendurchmesser wurden auch in [48] durchgeführt. Bei der dabei vorgenommenen Berechnung des durch die Abweichungen der Steigung verursachten Paarungsausgleichsbetrages für unsymmetrische und symmetrische zylindrische Gewinde wird eine konstant fortschreitende Steigungsabweichung über die Einschraublänge vorausgesetzt. Damit ergibt sich im Axialschnitt eine Berührung des betrachteten Gewindes mit dem gedachten geometrisch-idealen Gewinde an drei Gewindeflanken (bei unsymmetrischen Gewinden) bzw. an vier Gewindeflanken (bei symmetrischen Gewinden) sowie ein Versatz der Achsen des Flankendurchmessers beider Gewinde. Da bei wirklichen Gewinden eine nahezu konstant fortschreitende Steigungsabweichung jedoch nur selten vorkommt, ist dieses Berechnungsmodell kaum zutreffend.

Der durch die Gewindeflankenwinkelabweichungen verursachte Paarungsausgleichsbetrag wird in [48] für unsymmetrische und symmetrische zylindrische Außengewinde berechnet. Unter Berücksichtigung der Vorzeichen der Gewindeflankenwinkelabweichungen ergeben sich dabei vier mögliche Fälle (in [48] als I bis IV bezeichnet). Während für den Fall I (beide Gewindeflankenwinkelabweichungen sind positiv) zutreffende Gleichungen angegeben werden, führen die Gleichungen für die Fälle II bis IV nicht unmittelbar zum Ergebnis, da der zur Berechnung des Paarungsausgleichsbetrages verwendete Ausdruck „ $(D_2 - d)$ “ selbst vom Paarungsausgleichsbetrag abhängig ist ([48] S. 27 und 28).

Zur Berechnung des Paarungsflankendurchmessers wird in [48] lediglich die Summe der beiden durch die Abweichungen der Steigung und durch die Gewindeflankenwinkelabweichungen verursachten Paarungsausgleichsbeträge berücksichtigt. Eine Untersuchung weiterer Einflussgrößen erfolgt nicht.

Ein gewisser Fortschritt wurde in [49] erzielt, da hier die Abweichungen der Teilung und die Gewindeflankenwinkelabweichungen unsymmetrischer zylindrischer Gewinde bezüglich ihrer gemeinsamen Wirkung auf den Paarungsflankendurchmesser untersucht wurden. Allerdings basiert das dargestellte Berechnungsmodell ähnlich dem aus [48] auf einer konstant fortschreitenden Teilungsabweichung. Weitere Einflussgrößen auf den Paarungsflankendurchmesser wurden auch hier nicht untersucht.

Allgemein ist festzustellen, dass die analytische Beschreibung der Einflussgrößen auf den Paarungsflankendurchmesser in den bisherigen Veröffentlichungen auf die Abweichungen der Steigung oder der Teilung und auf die Gewindeflankenwinkelabweichungen beschränkt ist. Die dabei dargestellten geometrischen Beziehungen zwischen diesen Bestimmungsgrößen und dem Flankendurchmesser sowie dem Paarungsflankendurchmesser lassen sich bis zum Wirken von Prof. G. BERNDT in [4] zurückverfolgen und sind seitdem nur in geringem Maße weiterentwickelt worden. Weitere in diesem Zusammenhang stehende Veröffentlichungen sind: [6], [7], [50], [51], [52], [53] und [54]. Diese lassen sich hinsichtlich ihrer Aussagen zum Paarungsflankendurchmesser wie folgt zusammenfassen und bewerten:

- Der Begriff „Paarungsflankendurchmesser“ wurde anfangs noch nicht verwendet ([4], [6], [7]). Dies erschwerte die erforderliche eindeutige Abgrenzung vom Flankendurchmesser. In [50] wurde schließlich der Begriff „wirksamer Flankendurchmesser“ gebraucht.
- Die Berechnung des durch die Abweichungen der Teilung oder der Steigung verursachten Paarungsausgleichsbetrages erfolgt korrekt für zylindrische symmetrische Gewinde ([4], [6], [7], [50], [52], [54]) bzw. für zylindrische unsymmetrische Gewinde [51].
- Die Berechnung des durch die Gewindeflankenwinkelabweichungen verursachten Paarungsausgleichsbetrages erfolgt als einfache Näherungslösung für zylindrische symmetrische Gewinde ([4], [6], [7], [50]) oder zugeschnitten auf bestimmte Gewindeprofile ([4], [54]). Die Abhängigkeit des Paarungsausgleichsbetrages von den Vorzeichen der Gewindeflankenwinkelabweichungen wird nicht benannt ([4], [7]) oder in Verkennung ihrer Bedeutung letztlich vernachlässigt ([6], [50], [54]). Die so ermittelten Paarungsausgleichsbeträge sind daher kaum zutreffend.
In [52] und [53] erfolgt die Berechnung des durch die Gewindeflankenwinkelabweichungen verursachten Paarungsausgleichsbetrages zugeschnitten auf das Profil des Metrischen ISO-Gewindes bzw. des Unified Gewindes. Die Abhängigkeit des Paarungsausgleichsbetrages von den Vorzeichen der Gewindeflankenwinkelabweichungen wird dabei berücksichtigt. Die so ermittelten Paarungsausgleichsbeträge stellen für das genannte Gewindeprofil eine gute Näherungslösung dar.
Der durch die Gewindeflankenwinkelabweichungen verursachte Paarungsausgleichsbetrag wird in [51] für zylindrische unsymmetrische Gewinde unter Berücksichtigung der Vorzeichen der Gewindeflankenwinkelabweichungen ermittelt. Die dabei angegebenen Gleichungen (3), (5) und (6) führen jedoch nicht unmittelbar zum Ergebnis, da der zur Berechnung des Paarungsausgleichsbetrages verwendete Ausdruck „ b_2 “ selbst vom Paarungsausgleichsbetrag abhängig ist.
- Die gemeinsame Wirkung der Abweichungen der Teilung oder der Steigung und der Gewindeflankenwinkelabweichungen wird durch die Addition der beiden ent-

sprechenden Paarungsausgleichsbeträge ermittelt ([4], [6], [7], [50], [51], [52], [53]). Dies ist jedoch lediglich eine Näherungslösung, da diese bei wirklichen Gewinden stets gemeinsam auftretenden Abweichungen in ihrer Wirkung auf den Paarungsausgleichsbetrag nicht vollständig unabhängig voneinander sind.

- Die gemeinsame Wirkung der Abweichungen der Teilung oder der Steigung und der Gewindeflankenwinkelabweichungen soll schließlich durch den Flankendurchmesser kompensiert werden, woraus sich Anforderungen an dessen Toleranz ableiten lassen ([4], [6], [7], [52]).
- Die Wirkung weiterer Einflussgrößen auf den Paarungsflankendurchmesser wird nicht untersucht. Rückschlüsse auf das Verhältnis zwischen Flankendurchmesser und Paarungsflankendurchmesser sind somit nur bedingt möglich.

Die in den bisherigen Veröffentlichungen enthaltenen Erkenntnisse sind somit nicht hinreichend, die derzeit bezüglich des Paarungsflankendurchmessers bestehenden Probleme zu lösen.

4 Beschreibung und Analyse der Einflussgrößen auf den Paarungsflankendurchmesser

4.1 Übersicht

Auf der Grundlage der Gleichungen (2.1) und (2.2) (siehe S. 27) kann der Paarungsflankendurchmesser aus den jeweils zusammengehörigen Wertepaaren von Flankendurchmesser und Paarungsausgleichsbetrag berechnet werden. Die Bestimmung des Paarungsflankendurchmessers ist so jedoch lediglich näherungsweise durchführbar, da der einem örtlichen Flankendurchmesser eines wirklichen Gewindes zuzuordnende Paarungsausgleichsbetrag – wie die folgenden Betrachtungen in Abschnitt 4 zeigen – nicht exakt berechnet werden kann.

Für die Bewertung des betrachteten Gewindes kann statt dessen, wie in Abschnitt 2.10 bereits festgestellt, je nach Problemstellung beispielsweise ein größter möglicher oder ein für die vorherrschenden Abweichungen des Gewindes charakteristischer Paarungsausgleichsbetrag bestimmt werden.

Während der Flankendurchmesser durch Messung ermittelt werden kann, ergeben sich der zugehörige Paarungsausgleichsbetrag und damit auch der Paarungsflankendurchmesser aus der Wirkung verschiedener Einflussgrößen.

Zu den Einflussgrößen, die unmittelbar einen Paarungsausgleichsbetrag $E \neq 0$ verursachen, zählen grundsätzlich alle Abweichungen von der idealen Geometrie im Bereich der Gewindeflanken. Im Einzelnen handelt es sich dabei um:

- die Abweichungen der Teilung oder der Steigung,
- die Gewindeflankenwinkelabweichungen,
- die Geradheitsabweichungen der Gewindeflanken,
- die Rauheit der Gewindeflanken und
- die Formabweichungen des Flankendurchmesserzylinders (bei zylindrischen Gewinden) oder des Flankendurchmesserkegels (bei kegeligen Gewinden).

Ferner wirken weitere Einflussgrößen auf den Paarungsausgleichsbetrag $E \neq 0$, ohne ihn allerdings selbst unmittelbar zu verursachen. Dabei handelt es sich um:

- die Einschraublänge l_E ,
- die Flankenüberdeckung H_1 ,
- die paarungswirksame Flankenteilüberdeckung b_1 und b_2 (Definition siehe Abschnitt 4.3),
- die Gewindeflankenwinkel β_1 und β_2 (oder β) und
- den Einstellwinkel γ (bei kegeligen Gewinden).

Die Wirkung der einzelnen Einflussgrößen wird in den Abschnitten 4.2 bis 4.8 eingehend analysiert.

Der aus der gemeinsamen Wirkung aller Einflussgrößen resultierende Paarungsausgleichsbetrag E wird schließlich in Abschnitt 4.9 bestimmt.

Den in den Abschnitten 4.2 bis 4.9 durchgeführten Betrachtungen liegen die folgenden, innerhalb der Einschraublänge l_E geltenden Voraussetzungen zugrunde:

- Das betrachtete Gewinde und das zugehörige gedachte geometrisch-ideale Gewinde beruhen auf dem gleichen Ausgangsdreieck des Gewindeprofils. Beide Gewinde weisen somit Gewindeflanken auf. Außerdem sind die jeweiligen Nennmaße der Teilung P , der Steigung Ph und der Gewindeflankenwinkel β_1 und β_2 (oder β) bei beiden Gewinden gleich groß.
- Sowohl die Nennmaße β_1 und β_2 (oder β) als auch die Istmaße $\beta_1 + \Delta\beta_1$ und $\beta_2 + \Delta\beta_2$ der Gewindeflankenwinkel des betrachteten Gewindes sind > 0 .
- Sowohl das Nennmaß β_2 (oder β) als auch die Istmaße $\beta_2 + \Delta\beta_2$ der Gewindeflankenwinkel des betrachteten kegeligen Gewindes ergeben abzüglich des Einstellwinkels γ einen Wert > 0 .
- Alle örtlichen Flankendurchmesser des betrachteten Gewindes und der bzw. die Flankendurchmesser des zugehörigen gedachten geometrisch-idealen Gewindes liegen jeweils innerhalb des Bereiches der Gewindeflanken.
- Das betrachtete zylindrische Gewinde wird mit dem zugehörigen gedachten geometrisch-idealen und ebenfalls zylindrischen Gewinde gepaart, während dies bei dem betrachteten kegeligen Gewinde in gleicher Weise mit dem zugehörigen gedachten geometrisch-idealen kegeligen Gewinde der Fall ist.
- Die Paarung des betrachteten Gewindes mit dem zugehörigen gedachten geometrisch-idealen Gewinde erfolgt entsprechend der Definition des Paarungsflankendurchmessers, also durch Berührung im Bereich der Gewindeflanken.
- Bei der Paarung des betrachteten Gewindes mit dem zugehörigen gedachten geometrisch-idealen Gewinde liegen alle örtlichen Flankendurchmesser des betrachteten Gewindes innerhalb der Bereiches der Flankenüberdeckung H_1 .

Diese Voraussetzungen werden von der überwiegenden Mehrzahl der in der industriellen Praxis vorkommenden Gewinde erfüllt.

Sollten eine oder mehrere der genannten Voraussetzungen nicht erfüllt sein, ist im jeweiligen Einzelfall zu prüfen, ob und wie der Paarungsflankendurchmesser dennoch berechnet werden kann. Die in den Abschnitten 4.2 bis 4.9 durchgeführten Betrachtungen können dabei als Orientierung dienen.

Für die in der industriellen Praxis ebenfalls vorkommende Paarung kegeliger Außengewinde mit zylindrischen Innengewinden werden in Abschnitt 4.10 gesonderte Betrachtungen durchgeführt.

Die in den Abschnitten 4.2 bis 4.9 enthaltenen Gleichungen gelten, wenn nicht anders angegeben, jeweils für Außen- und Innengewinde. Werden Außengewinde betrachtet, gilt für den Paarungsausgleichsbetrag stets das in der zugehörigen Gleichung oben stehende positive Vorzeichen; für den Paarungsausgleichsbetrag von Innengewinden ist dagegen das unten stehende negative Vorzeichen zutreffend.

4.2 Abweichungen der Teilung oder der Steigung

Abweichungen der Teilung oder der Steigung eines Gewindes haben maßgeblichen Einfluss auf dessen Paarungsflankendurchmesser. Die zur Beschreibung dieser Abweichungen notwendigen Begriffe sind in DIN 2244 [2] und ISO 5408 [3] definiert.

Ausgehend von der Teilungsabweichung ΔP , die sich „[...] zwischen zwei benachbarten, gleichgerichteten Flanken auf der Flankendurchmesserlinie [...]“ [2] ergibt, kann bezüglich jeder Stelle des Gewindes eine örtliche Teilungsabweichung ΔP_1 bestimmt werden.

Aus der „Summe der örtlichen Teilungsabweichungen [...] oder der Teilungsabweichungen für das Vielfache von P [...]“ [2] ergibt sich die Summenteilungsabweichung $\Sigma\Delta P$.

Betrachtet man jedoch eine, ein Vielfaches von P betragende, festgelegte Gewindelänge wie die Einschraublänge l_E , dann wird die darin vorkommende „größte absolute Differenz zwischen den Summenteilungsabweichungen [...]“ [2] als Gesamteilungsabweichung ΔP_{Ges} bezeichnet (siehe Bild 4.1).

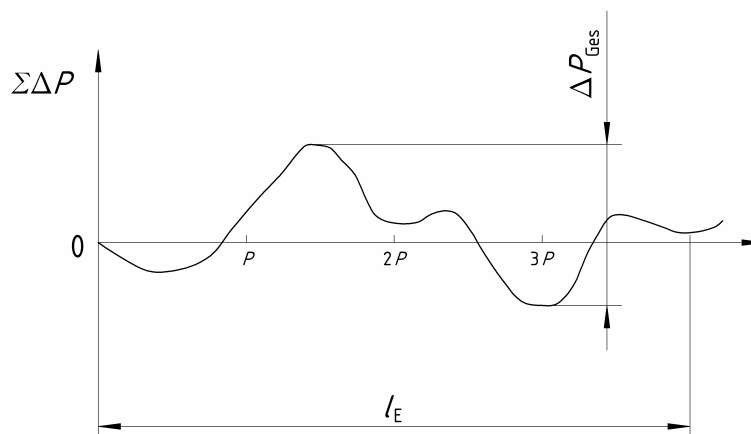


Bild 4.1 – Summenteilungsabweichung $\Sigma\Delta P$ und Gesamteilungsabweichung ΔP_{Ges}

In gleicher Weise sind für die Steigung in DIN 2244 die entsprechenden Begriffe Steigungsabweichung ΔPh , örtliche Steigungsabweichung ΔPh_1 , Summensteigungsabweichung $\Sigma\Delta Ph$ und Gesamtsteigungsabweichung ΔPh_{Ges} definiert.

Der Paarungsflankendurchmesser wird jedoch nicht von jeder einzelnen örtlichen Teilungs- oder Steigungsabweichung beeinflusst, sondern ist statt dessen von der innerhalb der Einschraublänge größten zwischen zwei Punkten vorliegenden Abweichung von Teilung oder Steigung abhängig. Bei dieser größten Abweichung handelt es sich folglich um die Gesamteilungsabweichung ΔP_{Ges} oder die Gesamtsteigungsabweichung ΔPh_{Ges} .

Da gemäß den Definitionen und natürlich auch hinsichtlich ihrer Wirkungsweise die Gesamtsteigungsabweichung gleichermaßen als eine Gesamteilungsabweichung ange-

sehen werden kann (Nicht jedoch umgekehrt!), soll in den weiteren Ausführungen bezüglich des Paarungsflankendurchmessers ausschließlich die Gesamtteilungsabweichung ΔP_{Ges} betrachtet werden.

Die Gesamtteilungsabweichung bewirkt stets den bei Außengewinden positiven und bei Innengewinden negativen Paarungsausgleichsbetrag E_{pp} . Ihr Vorzeichen ist dabei ohne Bedeutung. Bei der Berechnung des Paarungsausgleichsbetrages wird deshalb lediglich der Betrag der Gesamtteilungsabweichung zugrunde gelegt.

Anstelle von Teilung und Steigung werden in der Praxis oft die Zweiflankenteilung P_2 und die Zweiflankensteigung Ph_2 gemessen, da dies mit geringerem messtechnischem Aufwand möglich ist. Auch diese Größen sind in DIN 2244 und ISO 5408 definiert. Bezüglich der Abweichungen dieser Größen bestehen entsprechende Begriffe (siehe Tabelle I.1). Bei der Ermittlung des Paarungsausgleichsbetrages E_{pp} ist in einem solchen Fall entsprechend die Zweiflankengesamtteilungsabweichung $\Delta P_{2\text{Ges}}$ zu berücksichtigen.

Der Berechnung des aus der Gesamtteilungsabweichung resultierenden Paarungsausgleichsbetrages E_{pp} liegen die beiden folgenden Voraussetzungen zugrunde:

- Das betrachtete Gewinde weist ausschließlich Abweichungen der Teilung und/oder der Steigung auf.
- Die Achse des Flankendurchmessers ist coaxial zur Achse des Paarungsflankendurchmessers.

Für zylindrische Gewinde gehen die entsprechenden Verhältnisse am Beispiel eines betrachteten Außengewindes aus Bild 4.2 hervor.

Die innerhalb der Einschraublänge l_{E} vorliegende Gesamtteilungsabweichung ΔP_{Ges} tritt dabei zwischen zwei Punkten in den Ebenen I und II auf. Entsprechend der Definition des Paarungsflankendurchmessers ergibt sich ein gedachtes geometrisch-ideales Innengewinde, welches das Außengewinde an zwei Gewindeflanken im Bereich der Ebenen I und II berührt.

Nach Bild 4.2 gilt:

$$|\Delta P_{\text{Ges}}| = x_1 + x_2. \quad (4.1)$$

Der sich im Axialschnitt senkrecht zur Achse des Flankendurchmessers ergebende Abstand zwischen den Flankendurchmesserlinien des betrachteten Außengewindes und des gedachten geometrisch-idealen Innengewindes beträgt an jeder Stelle der in Bild 4.2 dargestellten Gewinde y , da ausschließlich Abweichungen der Teilung bzw. der Steigung vorliegen und die Achse des Flankendurchmessers coaxial zur Achse des Paarungsflankendurchmessers ist.

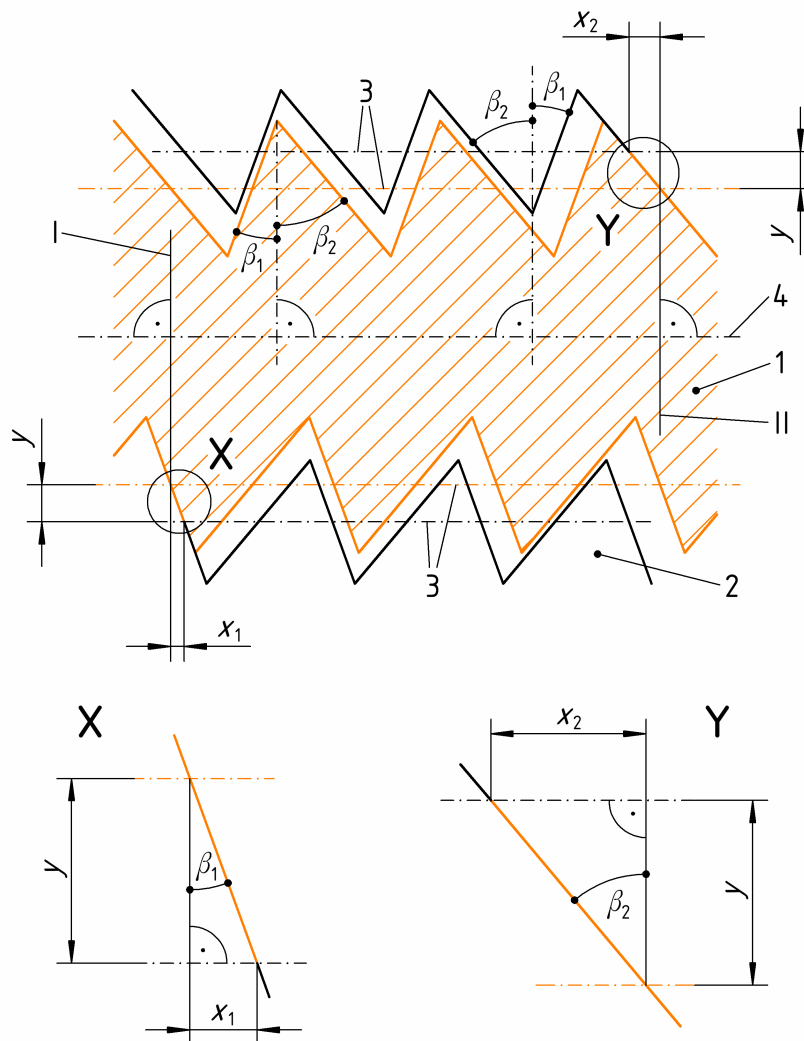
Somit ergibt sich:

$$E_{\text{pp}} = \pm 2 y. \quad (4.2)$$

Für zylindrische Gewinde gilt schließlich:

$$E_{\text{pp}} = \pm \frac{2|\Delta P_{\text{Ges}}|}{\tan \beta_1 + \tan \beta_2}. \quad (4.3)$$

In Abschnitt 4.4 wird die gemeinsame Wirkung der Gesamtteilungsabweichung und der Gewindeflankenwinkelabweichungen auf den Paarungsausgleichsbetrag umfassend analysiert. Aus den dabei eingehend hergeleiteten Gleichungen (4.50), (4.51), (4.52) und (4.53) (siehe S. 65) ergibt sich unter der Bedingung $\gamma = 0$, $\Delta\beta_1 = 0$ und $\Delta\beta_2 = 0$ (E_p wird damit zu E_{pp}) selbstverständlich ebenfalls Gleichung (4.3).



- 1 betrachtetes Außengewinde mit Abweichungen der Teilung
- 2 gedachtes geometrisch-ideales Innengewinde
- 3 Flankendurchmesserlinie
- 4 Achse des Flankendurchmessers und Achse des Paarungsflankendurchmessers

Bild 4.2 – aus der Gesamtteilungsabweichung resultierender Paarungsausgleichsbetrag eines zylindrischen Außengewindes

Für die Gewindeflankenwinkel symmetrischer Gewinde gilt außerdem:

$$\beta_1 = \beta_2 = \beta. \quad (4.4)$$

Damit vereinfacht sich (4.3) für symmetrische Gewinde zu:

$$E_{pp} = \pm \frac{|\Delta P_{Ges}|}{\tan \beta}. \quad (4.5)$$

Für kegelige Gewinde geht die Berechnung von E_{pp} am Beispiel eines betrachteten Außengewindes aus Bild 4.3 hervor.

Die innerhalb der Einschraublänge l_E vorliegende Gesamtteilungsabweichung ΔP_{Ges} tritt ebenfalls zwischen zwei Punkten in den Ebenen I und II auf. Es ergibt sich auch hier entsprechend der Definition des Paarungsflankendurchmessers ein gedachtes geometrisch-ideales Innengewinde, welches das Außengewinde an zwei Gewindeflanken im Bereich der Ebenen I und II berührt.

Auch hier gelten die Gleichungen (4.1) und (4.2).

Nach Bild 4.3 ergibt sich schließlich für kegelige Gewinde:

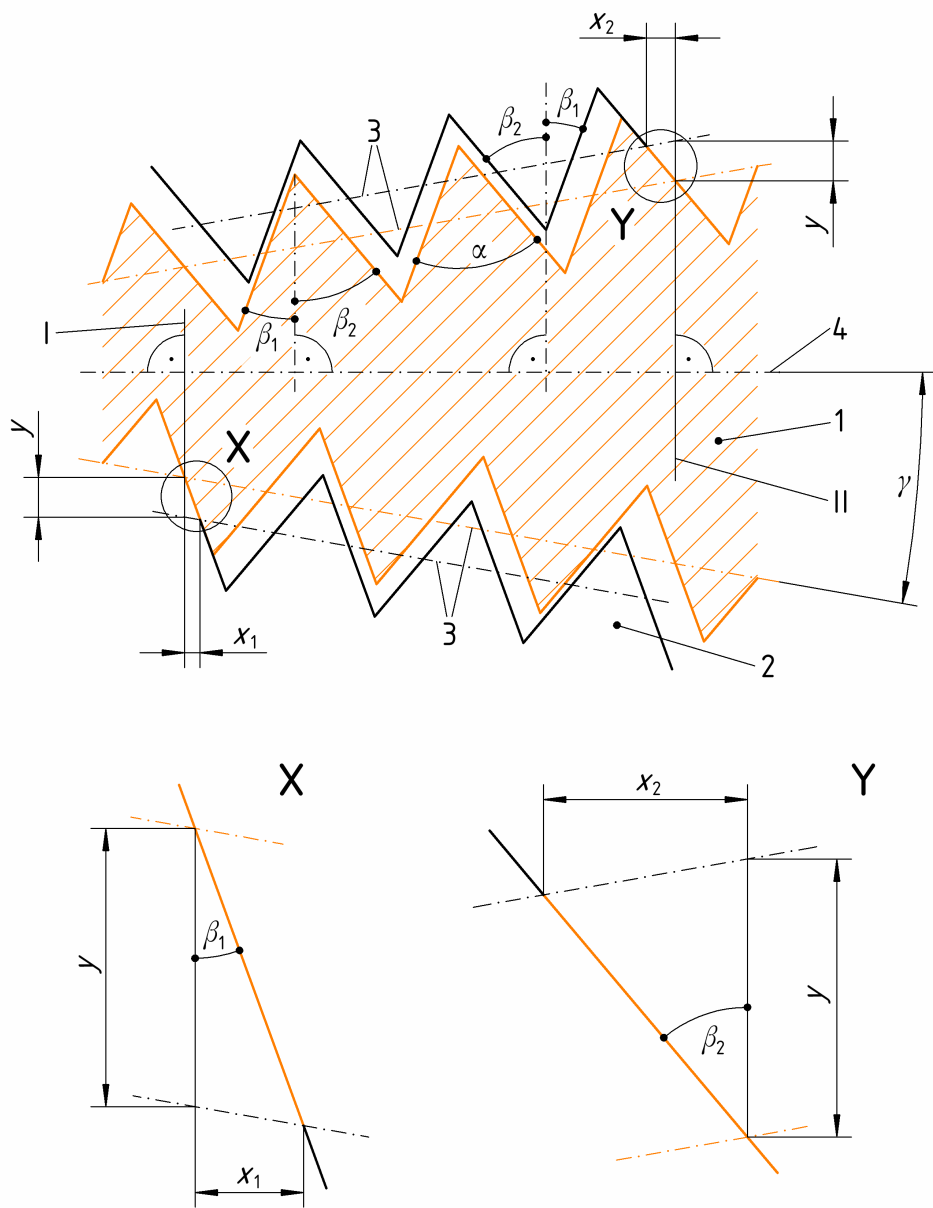
$$E_{pp} = \pm \frac{2|\Delta P_{Ges}|}{\cos^2 \gamma \cdot (\tan(\beta_1 + \gamma) + \tan(\beta_2 - \gamma))}. \quad (4.6)$$

Aus den in Abschnitt 4.4 enthaltenen Gleichungen (4.50), (4.51), (4.52) und (4.53) ergibt sich, nun unter der Bedingung $\Delta\beta_1 = 0$ und $\Delta\beta_2 = 0$ (E_p wird damit zu E_{pp}) ebenfalls Gleichung (4.6).

Bei der Mehrzahl der kegeligen Gewinde steht die Halbierende des Gewindeprofilwinkels α senkrecht zur Achse des Flankendurchmessers (Auswahl: [27], [29], [30], [55], [42], [56]). Ist dies der Fall, gilt zusätzlich Gleichung (4.4).

Damit wird (4.6) zu:

$$E_{pp} = \pm \frac{2|\Delta P_{Ges}|}{\cos^2 \gamma \cdot (\tan(\beta + \gamma) + \tan(\beta - \gamma))}. \quad (4.7)$$



- 1 betrachtetes Außengewinde mit Abweichungen der Teilung
2 gedachtes geometrisch-ideales Innengewinde
3 Flankendurchmesserlinie
4 Achse des Flankendurchmessers und Achse des Paarungsflankendurchmessers

Bild 4.3 – aus der Gesamtteilungsabweichung resultierender Paarungsausgleichsbetrag eines kegeligen Außengewindes

4.3 Gewindeflankenwinkelabweichungen

Die Gewindeflankenwinkel β_1 und β_2 weisen bei wirklichen Gewinden stets Abweichungen auf.

Die Definition der Gewindeflankenwinkelabweichungen $\Delta\beta_1$ und $\Delta\beta_2$ geht ebenfalls aus DIN 2244 [2] und ISO 5408 [3] hervor.

Entsprechend [2] handelt es sich dabei jeweils um die „Differenz zwischen dem Ist- und Nennwinkel zwischen einer Gewindeflanke und einer Senkrechten zur Achse des Flankendurchmessers [...] im Axialschnitt“.

Die Größe von $\Delta\beta_1$ und $\Delta\beta_2$ wird hauptsächlich von der Geometrie und der Ausrichtung des Gewindewerkzeuges in Bezug auf die Achse des Flankendurchmessers während der Fertigung des Gewindes beeinflusst. In aller Regel sind $\Delta\beta_1$ und $\Delta\beta_2$ nicht gleich groß und können auch bezüglich ihres Vorzeichens voneinander abweichen. Je nach Fertigungsverfahren können $\Delta\beta_1$ und $\Delta\beta_2$ für ein Gewinde verhältnismäßig konstant sein oder auch an jeder Stelle des Gewindes andere Werte annehmen.

Die Gewindeflankenwinkelabweichungen bewirken stets den bei Außengewinden positiven und bei Innengewinden negativen Paarungsausgleichsbetrag $E_{p\beta}$ und beeinflussen damit den Paarungsflankendurchmesser des Gewindes.

Den Betrachtungen zur Berechnung des aus den Gewindeflankenwinkelabweichungen $\Delta\beta_1$ und $\Delta\beta_2$ resultierenden Paarungsausgleichsbetrages $E_{p\beta}$ liegen die beiden folgenden Voraussetzungen zugrunde:

- Das betrachtete Gewinde weist ausschließlich Gewindeflankenwinkelabweichungen auf.
- Die Achse des Flankendurchmessers ist coaxial zur Achse des Paarungsflankendurchmessers.

Bild 4.4 zeigt ein zylindrisches Außengewinde, welches die jeweils konstanten Gewindeflankenwinkelabweichungen $\Delta\beta_1$ und $\Delta\beta_2$ aufweist³. Entsprechend der Definition des Paarungsflankendurchmessers ergibt sich unter a) und b) für verschiedene Einschraub-längen jeweils ein gedachtes geometrisch-ideales Innengewinde, dessen Flankendurchmesser in beiden Fällen gleich groß ist. Der Paarungsflankendurchmesser und damit auch der Paarungsausgleichsbetrag $E_{p\beta}$ sind hierbei also nicht von der Einschraublänge l_E abhängig.

Die Gewindeflankenwinkelabweichungen $\Delta\beta_1$ und $\Delta\beta_2$ liegen bei dem zylindrischen Außengewinde in Bild 4.5 unter a) über die gesamte Einschraublänge und unter b) nur über einen Teil der Einschraublänge vor. Auch hier ist der Flankendurchmesser des sich entsprechend der Definition des Paarungsflankendurchmessers ergebenden, gedachten geometrisch-idealen Innengewindes in beiden Fällen gleich groß. Für die Größe des

³ In den Bildern der vorliegenden Arbeit werden die Gewindeflanken des jeweils betrachteten Gewindes im Falle einer positiven Gewindeflankenwinkelabweichung rot und im Falle einer negativen Gewindeflankenwinkelabweichung blau dargestellt. Orange dargestellte Gewindeflanken weisen hingegen keine Gewindeflankenwinkelabweichung auf.

Paarungsflankendurchmessers und damit auch des Paarungsausgleichsbetrages $E_{p\beta}$ ist es folglich gleichgültig, ob die Gewindeflankenwinkelabweichungen über die gesamte Einschraublänge oder nur über einen Teil derselben vorliegen.

Auch die Anzahl der Gewindegänge hat keine Auswirkung auf den Paarungsausgleichsbetrag $E_{p\beta}$. Die Bilder 4.4 und 4.5 gelten gleichermaßen für ein- und mehrgängige Gewinde.

Wird ein betrachtetes Gewinde entsprechend der Definition des Paarungsflankendurchmessers mit einem gedachten geometrisch-idealen Gewinde gepaart, ergeben sich, je nach Vorzeichen der vorliegenden Gewindeflankenwinkelabweichungen $\Delta\beta_1$ und $\Delta\beta_2$, die in den Bildern 4.6 und 4.7 dargestellten Fälle a) bis d). Jeder dieser Fälle führt zu anderen Anlagebedingungen zwischen den gepaarten Gewindeprofilen und zu unterschiedlichen Paarungsausgleichsbeträgen, selbst wenn die positiven und negativen Gewindeflankenwinkelabweichungen den gleichen Betrag aufweisen. Das jeweilige Vorzeichen von $\Delta\beta_1$ und $\Delta\beta_2$ muss daher bei der Ermittlung des Paarungsausgleichsbetrages stets berücksichtigt werden.

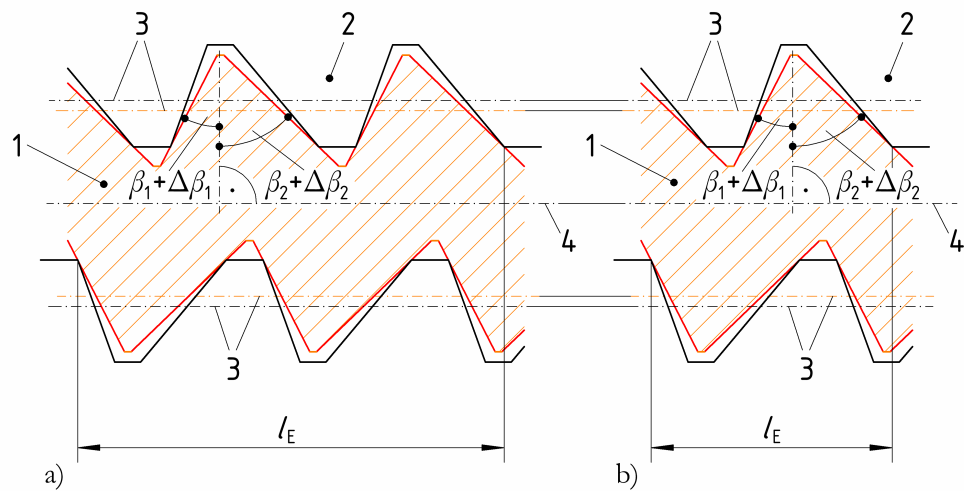
Der Paarungsausgleichsbetrag $E_{p\beta}$ ist sowohl von $\Delta\beta_1$ als auch von $\Delta\beta_2$ abhängig. Diese beiden Größen sind bei einem wirklichen Gewinde allerdings niemals vollkommen konstant.

Bild 4.5 führt jedoch zu dem Schluss, dass jede der beiden Gewindeflankenwinkelabweichungen $\Delta\beta_1$ und $\Delta\beta_2$ den Paarungsausgleichsbetrag $E_{p\beta}$ mit jeweils nur einem bestimmten Wert beeinflusst.

Dabei handelt es sich um den Wert mit dem innerhalb der Einschraublänge l_E größten Betrag der jeweiligen Gewindeflankenwinkelabweichung $\Delta\beta_1$ oder $\Delta\beta_2$, vorausgesetzt die entsprechende Gewindeflankenwinkelabweichung $\Delta\beta_1$ oder $\Delta\beta_2$ wechselt innerhalb der Einschraublänge l_E ihr Vorzeichen nicht.

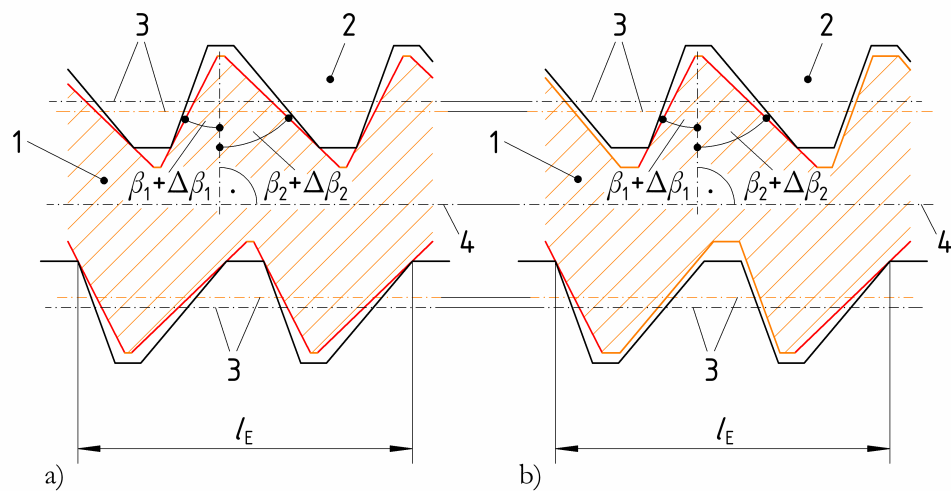
In dem ebenfalls möglichen Fall, dass $\Delta\beta_1$ oder $\Delta\beta_2$ innerhalb der Einschraublänge l_E das Vorzeichen wechselt, wird $E_{p\beta}$ entweder vom größten positiven oder vom bezüglich seines Betrages größten negativen Wert der jeweiligen Gewindeflankenwinkelabweichung $\Delta\beta_1$ oder $\Delta\beta_2$ beeinflusst. Um welchen dieser Werte es sich handelt, kann durch die Berechnung von $E_{p\beta}$ ermittelt werden. Zutreffend ist dabei der Wert, aus dem sich der größere Paarungsausgleichsbetrag $E_{p\beta}$ ergibt.

In Abschnitt 2.9 wurde bereits auf den bestehenden Zusammenhang zwischen dem Paarungsflankendurchmesser eines wirklichen Gewindes und der sich bei der Paarung mit einem gedachten geometrisch-idealen Gewinde ergebenden Flankenüberdeckung H_1 (siehe Bild 2.5) hingewiesen. Beide Größen beeinflussen sich dabei jedoch grundsätzlich gegenseitig. Die sich letztendlich ergebende Flankenüberdeckung ist somit selbst auch vom Paarungsausgleichsbetrag abhängig. Bei der Ermittlung der Paarungsausgleichsbeträge $E_{p\beta}$ und E_p (siehe Abschnitt 4.4) ist deshalb nicht H_1 , sondern ein festgelegter, vom Paarungsausgleichsbetrag unabhängiger Anteil der Flankenüberdeckung zu berücksichtigen.



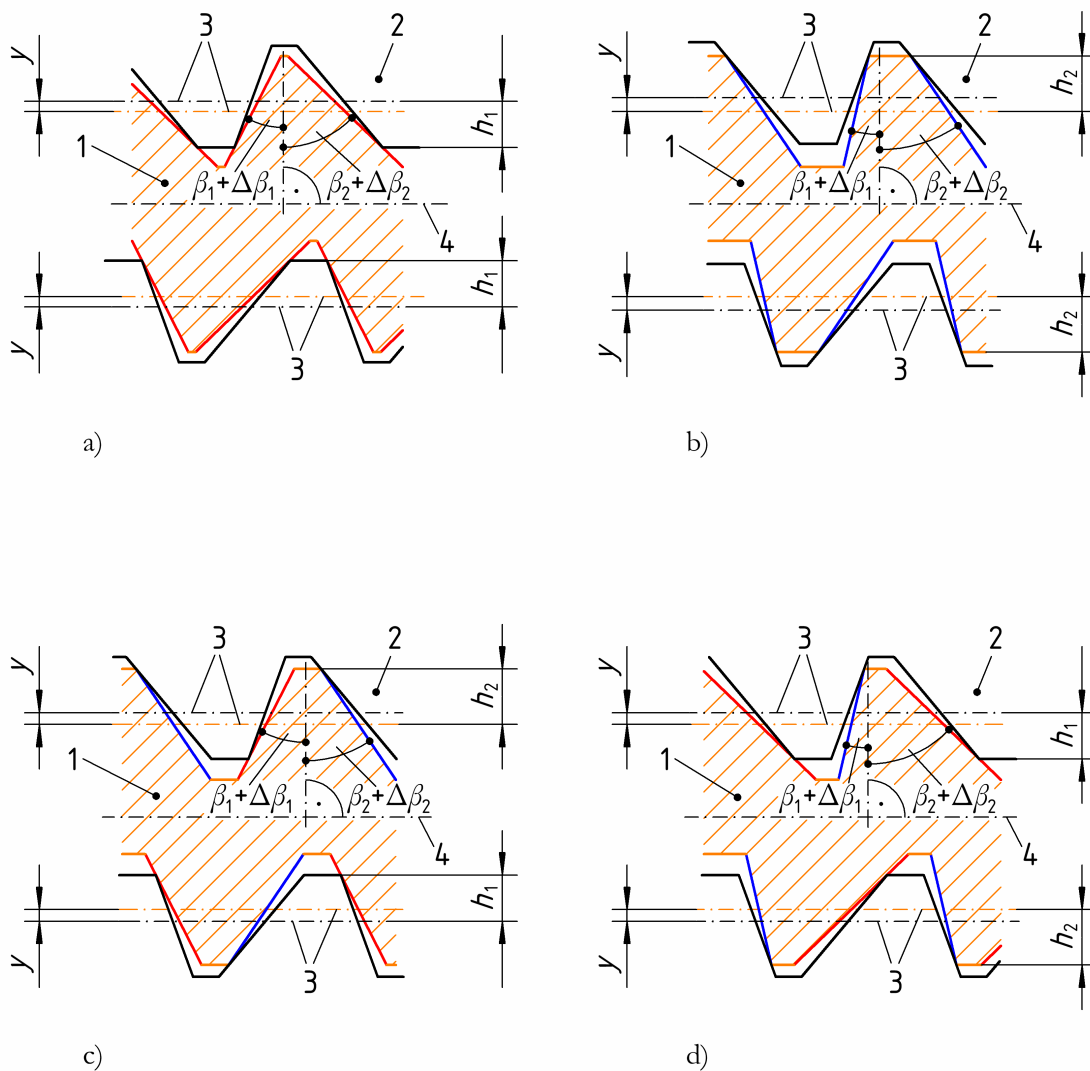
- 1 betrachtetes Außengewinde mit Gewindeflankenwinkelabweichungen
- 2 gedachtes geometrisch-ideales Innengewinde
- 3 Flankendurchmesserlinie
- 4 Achse des Flankendurchmessers und Achse des Paarungsflankendurchmessers

Bild 4.4 – aus den Gewindeflankenwinkelabweichungen resultierender Paarungsausgleichsbetrag eines zylindrischen Außengewindes bei verschiedenen Einschraubängen a) und b)



- 1 betrachtetes Außengewinde mit Gewindeflankenwinkelabweichungen
- 2 gedachtes geometrisch-ideales Innengewinde
- 3 Flankendurchmesserlinie
- 4 Achse des Flankendurchmessers und Achse des Paarungsflankendurchmessers

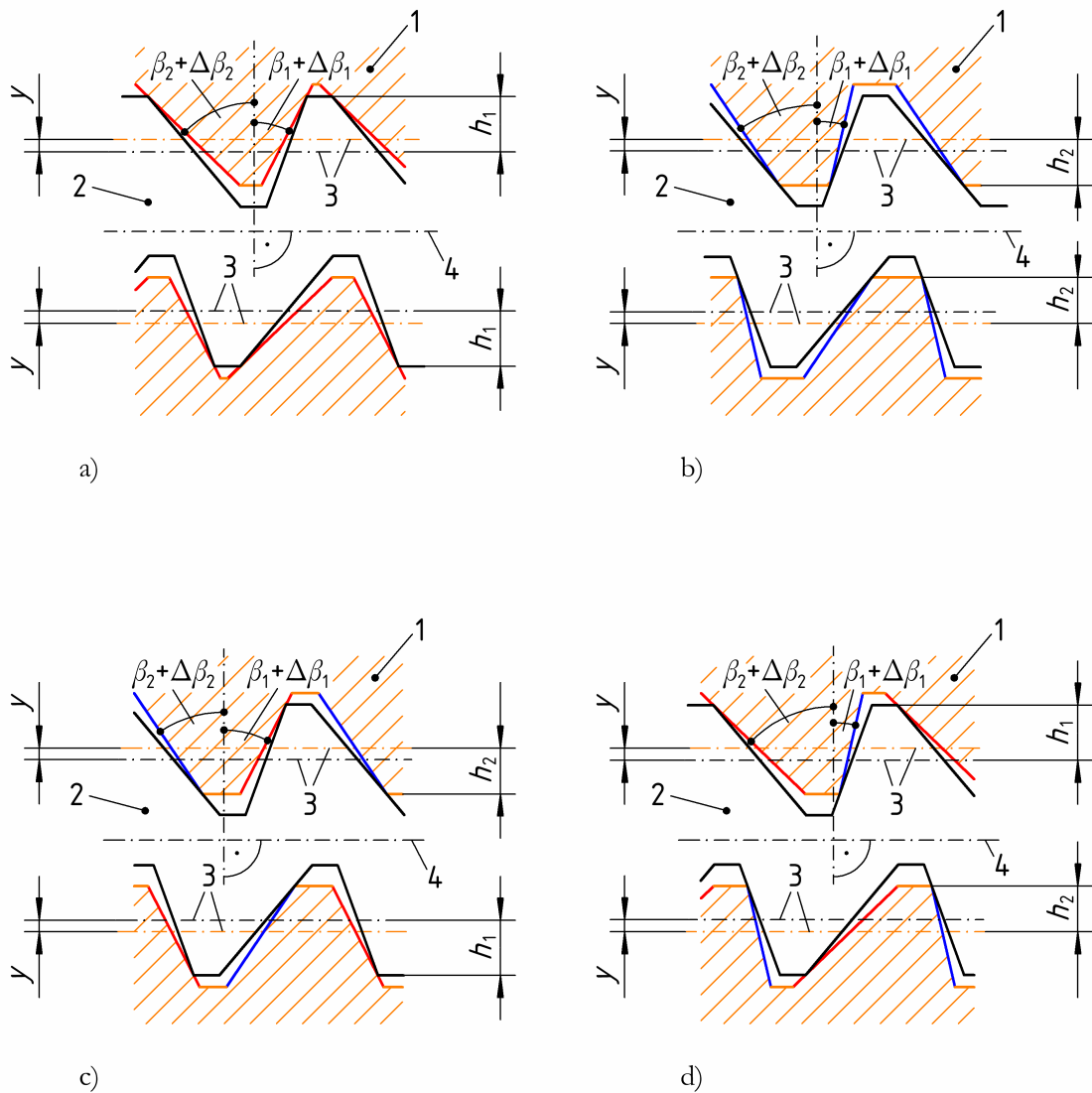
Bild 4.5 – aus den Gewindeflankenwinkelabweichungen resultierender Paarungsausgleichsbetrag eines zylindrischen Außengewindes bei Vorliegen der Gewindeflankenwinkelabweichungen a) über die gesamte Einschraublänge und b) über einen Teil der Einschraublänge



- 1 betrachtetes Außengewinde mit Gewindeflankenwinkelabweichungen
- 2 gedachtes geometrisch-ideales Innengewinde
- 3 Flankendurchmesserlinie
- 4 Achse des Flankendurchmessers und Achse des Paarungsflankendurchmessers

Bild 4.6 – aus den Gewindeflankenwinkelabweichungen resultierender Paarungsausgleichsbetrag zylindrischer Außengewinde für:

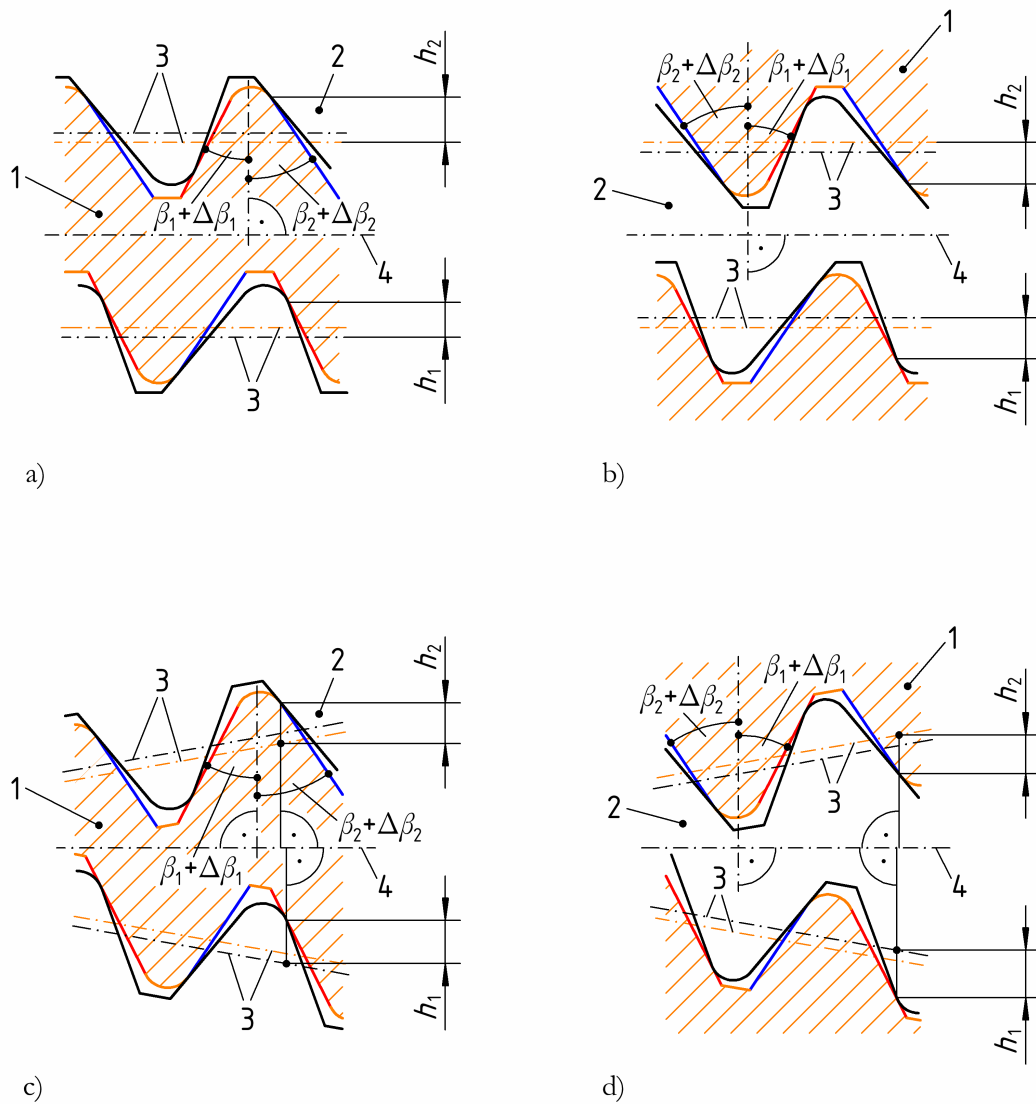
- a) $\Delta\beta_1 \geq 0$ und $\Delta\beta_2 \geq 0$
- b) $\Delta\beta_1 \leq 0$ und $\Delta\beta_2 \leq 0$
- c) $\Delta\beta_1 \geq 0$ und $\Delta\beta_2 \leq 0$
- d) $\Delta\beta_1 \leq 0$ und $\Delta\beta_2 \geq 0$



- 1 betrachtetes Innengewinde mit Gewindeflankenwinkelabweichungen
- 2 gedachtes geometrisch-ideales Außengewinde
- 3 Flankendurchmesserlinie
- 4 Achse des Flankendurchmessers und Achse des Paarungsflankendurchmessers

Bild 4.7 – aus den Gewindeflankenwinkelabweichungen resultierender Paarungsausgleichsbetrag zylindrischer Innengewinde für:

- a) $\Delta\beta_1 \geq 0$ und $\Delta\beta_2 \geq 0$
- b) $\Delta\beta_1 \leq 0$ und $\Delta\beta_2 \leq 0$
- c) $\Delta\beta_1 \geq 0$ und $\Delta\beta_2 \leq 0$
- d) $\Delta\beta_1 \leq 0$ und $\Delta\beta_2 \geq 0$



- 1 betrachtetes Gewinde mit Gewindeflankenwinkelabweichungen
- 2 gedachtes geometrisch-ideales Gewinde
- 3 Flankendurchmesserlinie
- 4 Achse des Flankendurchmessers und Achse des Paarungsflankendurchmessers

Bild 4.8 – paarungswirksame Flankenteilüberdeckung bei Gewinden mit kreisbogenförmigen Gewindespitzen für:

- a) zylindrische Außengewinde
- b) zylindrische Innengewinde
- c) kegelige Außengewinde
- d) kegelige Innengewinde

Für diese erforderliche neue Bestimmungsgröße, die als paarungswirksame Flankenteilüberdeckung h_1 bzw. h_2 bezeichnet werden soll, ergibt sich die folgende Definition:

Die *paarungswirksame Flankenteilüberdeckung* (siehe Bilder 4.6 bis 4.16) ist der, bei der Paarung des betrachteten wirklichen Gewindes und des, den Paarungsflankendurchmesser verkörpernden, gedachten geometrisch-idealen Gewindes, zwischen der Gewindespitze und dem Flankendurchmesser des gedachten geometrisch-idealen Gewindes (h_1) oder zwischen der Gewindespitze und dem Flankendurchmesser des betrachteten wirklichen Gewindes (h_2) auftretende Anteil der Projektion der Überdeckungsänge der Gewindeflanken beider Gewinde im Axialschnitt auf eine Normale zur Achse des Flankendurchmessers.

Die paarungswirksame Flankenteilüberdeckung geht für zylindrische Gewinde aus den Bildern 4.6 und 4.7, für kegelige Außengewinde aus den Bildern 4.9 bis 4.12 und für kegelige Innengewinde aus den Bildern 4.13 bis 4.16 hervor. Sie lässt sich für die dort dargestellten Gewinde mit geraden Gewindespitzen leicht aus dem Nennprofil (oder dem Grundprofil) des jeweiligen Gewindes ermitteln. Bei der Bestimmung von h_2 sollten die Istmaße des betrachteten wirklichen Gewindes berücksichtigt werden.

Auch bei Gewinden mit kreisbogenförmigen Gewindespitzen ist darauf zu achten, dass zur Bestimmung der paarungswirksamen Flankenteilüberdeckung nur die Gewindeflanken, nicht aber die Gewindespitzen selbst zu berücksichtigen sind (siehe Bild 4.8). Dies entspricht auch der Definition des Paarungsflankendurchmessers, die sich ausschließlich auf den Bereich der Gewindeflanken bezieht.

Bei Vorliegen einer Gewindeflankenwinkelabweichung berühren sich die Gewindeprofile des betrachteten wirklichen Gewindes und des gedachten geometrisch-idealen Gewindes allerdings nicht exakt im Endpunkt der jeweiligen Gewindeflanke, sondern in dessen Nähe im Bereich der kreisbogenförmigen Gewindespitze.

Die dabei entstehende Abweichung, die sich gegenüber dem definitionsgemäß bestimmten (und nur den Bereich der Gewindeflanken betreffenden) Paarungsflankendurchmesser ergibt, ist jedoch hinsichtlich der bei wirklichen Gewinden auftretenden Gewindeflankenwinkelabweichungen im Allgemeinen klein. Sie kann deshalb, auch mit Hinblick auf die ebenfalls vorliegenden und schwer erfassbaren Maß- und Formabweichungen der kreisbogenförmigen Gewindespitze, vernachlässigt werden.

Größere Abweichungen können sich allerdings ergeben, wenn bei Gewinden, die im Verhältnis zu ihren kreisbogenförmigen Gewindespitzen nur sehr kurze Gewindeflanken aufweisen (Beispiel: Rundgewinde nach DIN 405 [19]), große Gewindeflankenwinkelabweichungen vorliegen. In diesem Fall führt die Bestimmung des Paarungsflankendurchmessers möglicherweise zu keiner zutreffenden Aussage bezüglich der Paarungsfähigkeit des Gewindes.

Die Berechnung des Paarungsausgleichsbetrages E_{pg} ergibt sich für zylindrische Gewinde aus den Bildern 4.6 und 4.7.

Auch hier gilt:

$$E_{pg} = \pm 2 y. \quad (4.8)$$

Da die Vorzeichen der Gewindeflankenwinkelabweichungen $\Delta\beta_1$ und $\Delta\beta_2$ berücksichtigt werden müssen, ist zur Berechnung des Paarungsausgleichsbetrages $E_{p\beta}$ eine Fallunterscheidung erforderlich. Aus den Bildern 4.6 und 4.7 ergibt sich somit für zylindrische Gewinde:

- für $\Delta\beta_1 \geq 0$ und $\Delta\beta_2 \geq 0$:

$$E_{p\beta} = \pm \frac{2h_1(\tan(\beta_1 + \Delta\beta_1) - \tan \beta_1) + \tan(\beta_2 + \Delta\beta_2) - \tan \beta_2}{\tan(\beta_1 + \Delta\beta_1) + \tan(\beta_2 + \Delta\beta_2)}, \quad (4.9)$$

- für $\Delta\beta_1 \leq 0$ und $\Delta\beta_2 \leq 0$:

$$E_{p\beta} = \pm \frac{2h_2(\tan \beta_1 - \tan(\beta_1 + \Delta\beta_1)) + \tan \beta_2 - \tan(\beta_2 + \Delta\beta_2)}{\tan \beta_1 + \tan \beta_2}, \quad (4.10)$$

- für $\Delta\beta_1 \geq 0$ und $\Delta\beta_2 \leq 0$:

$$E_{p\beta} = \pm 2 \frac{h_1(\tan(\beta_1 + \Delta\beta_1) - \tan \beta_1) + h_2(\tan \beta_2 - \tan(\beta_2 + \Delta\beta_2))}{\tan(\beta_1 + \Delta\beta_1) + \tan \beta_2}, \quad (4.11)$$

- für $\Delta\beta_1 \leq 0$ und $\Delta\beta_2 \geq 0$:

$$E_{p\beta} = \pm 2 \frac{h_2(\tan \beta_1 - \tan(\beta_1 + \Delta\beta_1)) + h_1(\tan(\beta_2 + \Delta\beta_2) - \tan \beta_2)}{\tan \beta_1 + \tan(\beta_2 + \Delta\beta_2)}. \quad (4.12)$$

Aus den in Abschnitt 4.4 enthaltenen Gleichungen (4.50), (4.51), (4.52) und (4.53) (siehe S. 65) ergeben sich, jeweils unter der Bedingung $\gamma = 0$ und $\Delta P_{\text{Ges}} = 0$ (E_p wird damit zu $E_{p\beta}$) ebenfalls die Gleichungen (4.9), (4.10), (4.11) und (4.12).

Die Berechnung des Paarungsausgleichsbetrages $E_{p\beta}$ ergibt sich für kegelige Außengewinde aus den Bildern 4.9 bis 4.12 und für kegelige Innengewinde aus den Bildern 4.13 bis 4.16.

Auch hier gilt Gleichung (4.8).

Nach erneuter Fallunterscheidung ergibt sich schließlich für kegelige Gewinde:

- für $\Delta\beta_1 \geq 0$ und $\Delta\beta_2 \geq 0$:

$$E_{p\beta} = \pm \frac{2h_1(\tan(\beta_1 + \Delta\beta_1 + \gamma) - \tan(\beta_1 + \gamma)) + \tan(\beta_2 + \Delta\beta_2 - \gamma) - \tan(\beta_2 - \gamma)}{\tan(\beta_1 + \Delta\beta_1 + \gamma) + \tan(\beta_2 + \Delta\beta_2 - \gamma)}, \quad (4.13)$$

- für $\Delta\beta_1 \leq 0$ und $\Delta\beta_2 \leq 0$:

$$E_{p\beta} = \pm \frac{2b_2(\tan(\beta_1 + \gamma) - \tan(\beta_1 + \Delta\beta_1 + \gamma)) + \tan(\beta_2 - \gamma) - \tan(\beta_2 + \Delta\beta_2 - \gamma)}{\tan(\beta_1 + \gamma) + \tan(\beta_2 - \gamma)}, \quad (4.14)$$

- für $\Delta\beta_1 \geq 0$ und $\Delta\beta_2 \leq 0$:

$$E_{p\beta} = \pm 2 \frac{b_1(\tan(\beta_1 + \Delta\beta_1 + \gamma) - \tan(\beta_1 + \gamma)) + b_2(\tan(\beta_2 - \gamma) - \tan(\beta_2 + \Delta\beta_2 - \gamma))}{\tan(\beta_1 + \Delta\beta_1 + \gamma) + \tan(\beta_2 - \gamma)}, \quad (4.15)$$

- für $\Delta\beta_1 \leq 0$ und $\Delta\beta_2 \geq 0$:

$$E_{p\beta} = \pm 2 \frac{b_2(\tan(\beta_1 + \gamma) - \tan(\beta_1 + \Delta\beta_1 + \gamma)) + b_1(\tan(\beta_2 + \Delta\beta_2 - \gamma) - \tan(\beta_2 - \gamma))}{\tan(\beta_1 + \gamma) + \tan(\beta_2 + \Delta\beta_2 - \gamma)}. \quad (4.16)$$

Aus den in Abschnitt 4.4 enthaltenen Gleichungen (4.50), (4.51), (4.52) und (4.53) ergeben sich, nun jeweils unter der Bedingung $\Delta P_{Ges} = 0$ (E_p wird damit zu $E_{p\beta}$) ebenfalls die Gleichungen (4.13), (4.14), (4.15) und (4.16).

4.4 Gemeinsame Wirkung der Gesamtteilungsabweichung und der Gewindeflankenwinkelabweichungen

Wirkliche Gewinde weisen selbstverständlich immer sowohl Abweichungen der Teilung und der Steigung als auch Gewindeflankenwinkelabweichungen auf.

Die dabei im Einzelfall vorliegenden Abweichungen verursachen mit jeweils bestimmten Werten in ihrer gemeinsamen Wirkung – bezüglich der betrachteten Einschraublänge l_E – einen Paarungsausgleichsbetrag und beeinflussen damit den Paarungsflankendurchmesser.

Da die genannten Abweichungen unabhängig voneinander sind, also beliebige örtliche Teilungs- oder Steigungsabweichungen und beliebige örtliche Gewindeflankenwinkelabweichungen gemeinsam auftreten und damit gegebenenfalls auch den Paarungsausgleichsbetrag beeinflussen, kann der sich ergebende Paarungsausgleichsbetrag nicht exakt berechnet werden.

Den größten möglichen Betrag erreicht er jedoch dann, wenn die innerhalb der Einschraublänge l_E vorliegende Gesamtteilungsabweichung ΔP_{Ges} (siehe Abschnitt 4.2) und die, den Paarungsausgleichsbetrag $E_{p\beta}$ beeinflussenden Werte der Gewindeflankenwinkelabweichungen $\Delta\beta_1$ und $\Delta\beta_2$ (siehe Abschnitt 4.3) örtlich gemeinsam am Gewinde auftreten. In diesem Fall ergibt sich der bei Außengewinden stets positive und bei Innengewinden stets negative Paarungsausgleichsbetrag E_p .

Der Berechnung des Paarungsausgleichsbetrages E_p liegen somit die folgenden Voraussetzungen zugrunde:

- Das betrachtete Gewinde weist ausschließlich Abweichungen der Teilung und/oder der Steigung sowie Gewindeflankenwinkelabweichungen auf.
- Die innerhalb der Einschraublänge l_E vorliegende Gesamtteilungsabweichung ΔP_{Ges} und die, den Paarungsausgleichsbetrag $E_{p\beta}$ beeinflussenden Werte der Gewindeflankenwinkelabweichungen $\Delta\beta_1$ und $\Delta\beta_2$ treten am Gewinde örtlich gemeinsam auf.
- Die Achse des Flankendurchmessers ist coaxial zur Achse des Paarungsflankendurchmessers.

Auch bei der Berechnung des Paarungsausgleichsbetrages E_p müssen die Vorzeichen der Gewindeflankenwinkelabweichungen $\Delta\beta_1$ und $\Delta\beta_2$ berücksichtigt werden. Somit ist auch hier eine entsprechende Fallunterscheidung erforderlich. Diese ergibt sich für kegelige Außengewinde aus den Bildern 4.9 bis 4.12 und für kegelige Innengewinde aus den Bildern 4.13 bis 4.16. Für zylindrische Außen- und Innengewinde ergibt sich der Paarungsausgleichsbetrag E_p schließlich jeweils unter der Voraussetzung $\gamma = 0$.

Die innerhalb der Einschraublänge l_E vorliegende Gesamtteilungsabweichung ΔP_{Ges} tritt bei den in den Bildern 4.9 bis 4.16 dargestellten Gewinden jeweils zwischen zwei Punkten in den Ebenen I und II auf. Je nach Vorzeichen der vorliegenden Gewindeflankenwinkelabweichungen $\Delta\beta_1$ und $\Delta\beta_2$ ergibt sich, entsprechend der Definition des Paarungsflankendurchmessers, ein gedachtes geometrisch-ideales Gewinde, welches das betrachtete Gewinde an zwei Gewindeflanken im Bereich der Ebenen I und II berührt. Diese beiden Gewindeflanken müssen dabei nicht notwendigerweise in einem gemeinsamen Axialschnitt liegen.

Entsprechend der Bilder 4.9 bis 4.16 gilt:

$$E_p = \pm 2y, \quad (4.17)$$

$$y = \frac{y'}{\cos \gamma}, \quad (4.18)$$

$$b'_1 = b_1 \cos \gamma \quad (4.19) \quad \text{und} \quad b'_2 = b_2 \cos \gamma. \quad (4.20)$$

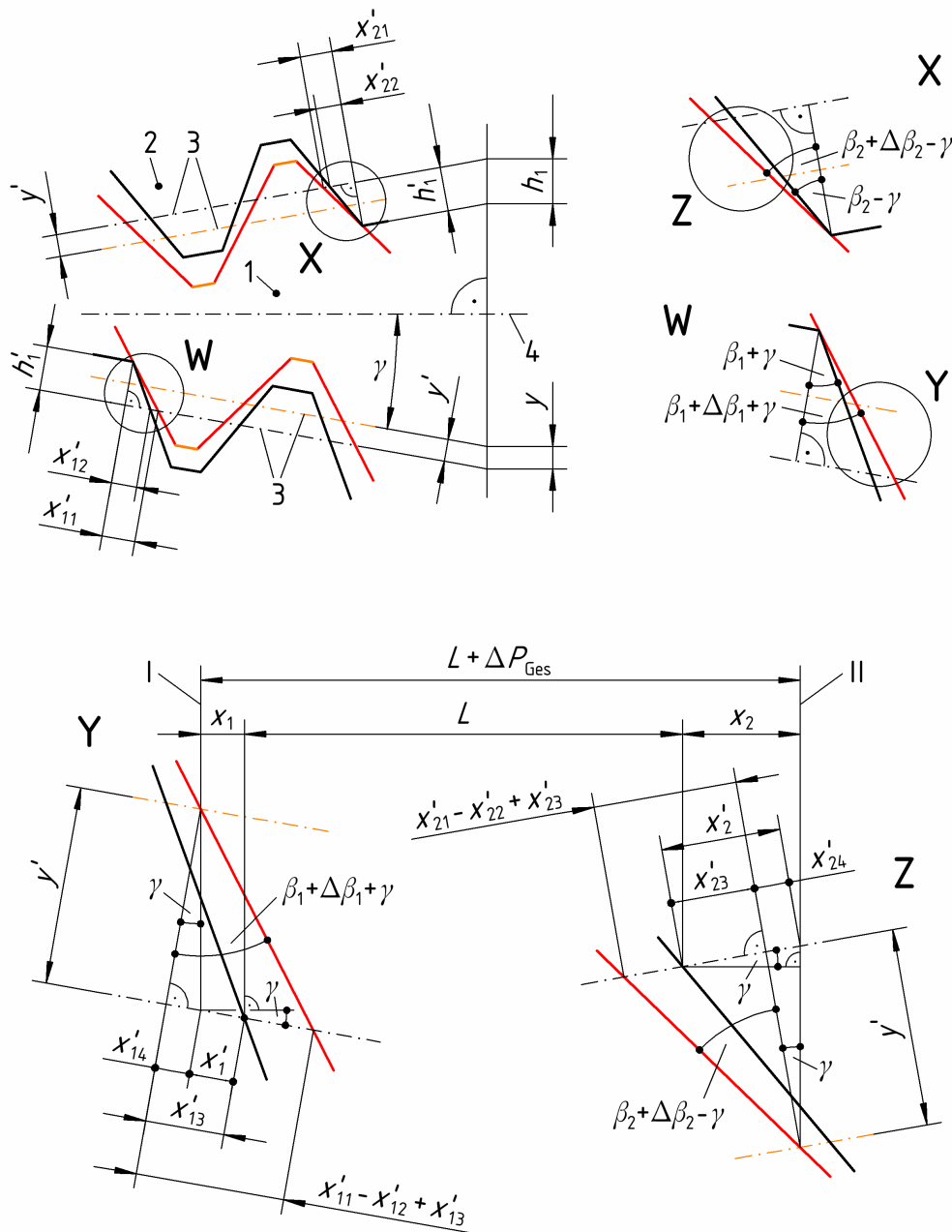
Weiterhin ergibt sich:

- für $\Delta\beta_1 \geq 0$:

$$x'_{11} = b'_1 \tan(\beta_1 + \Delta\beta_1 + \gamma) \quad (4.21) \quad \text{und} \quad x'_{12} = b'_1 \tan(\beta_1 + \gamma), \quad (4.22)$$

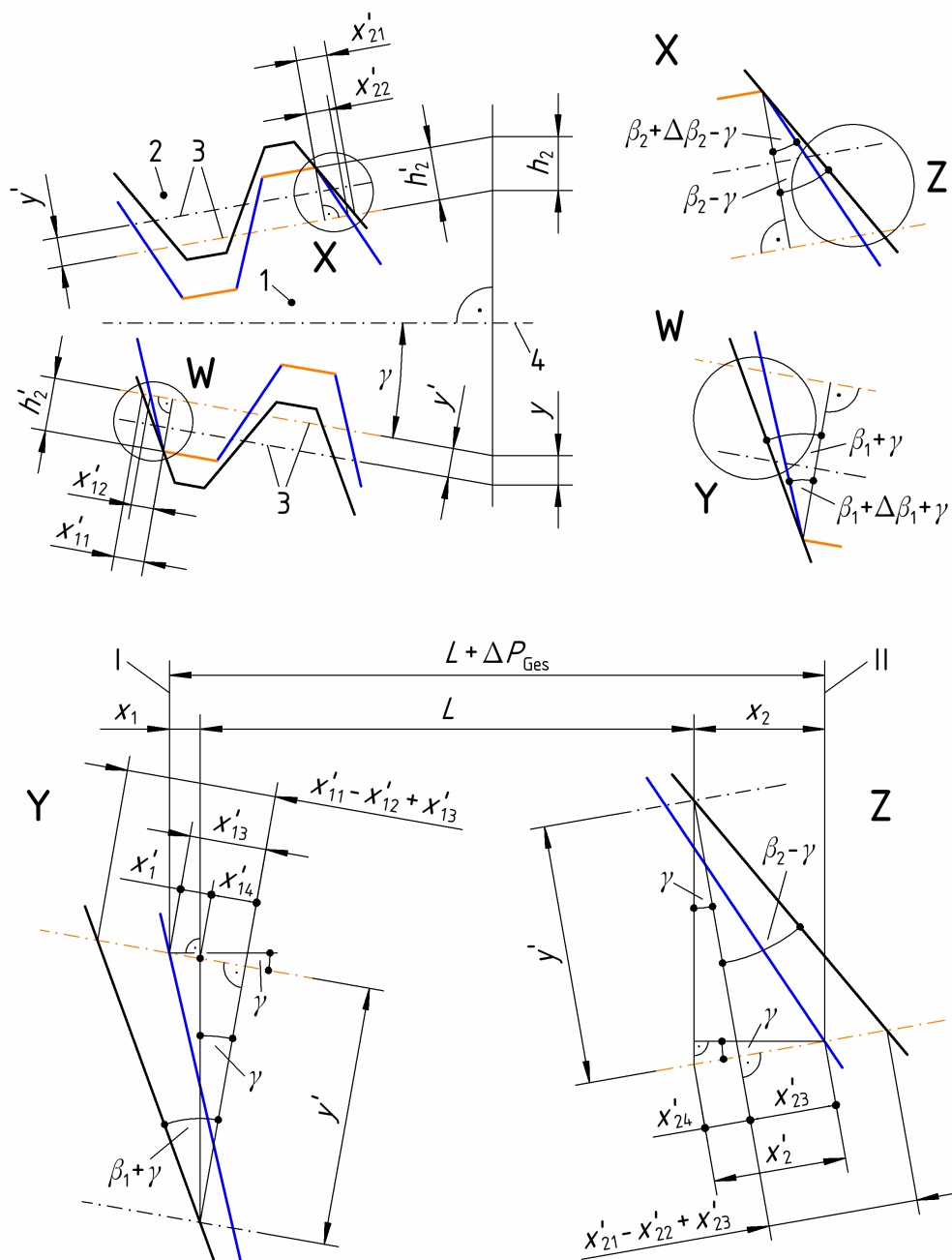
- für $\Delta\beta_1 \leq 0$:

$$x'_{11} = b'_2 \tan(\beta_1 + \gamma) \quad (4.23) \quad \text{und} \quad x'_{12} = b'_2 \tan(\beta_1 + \Delta\beta_1 + \gamma), \quad (4.24)$$



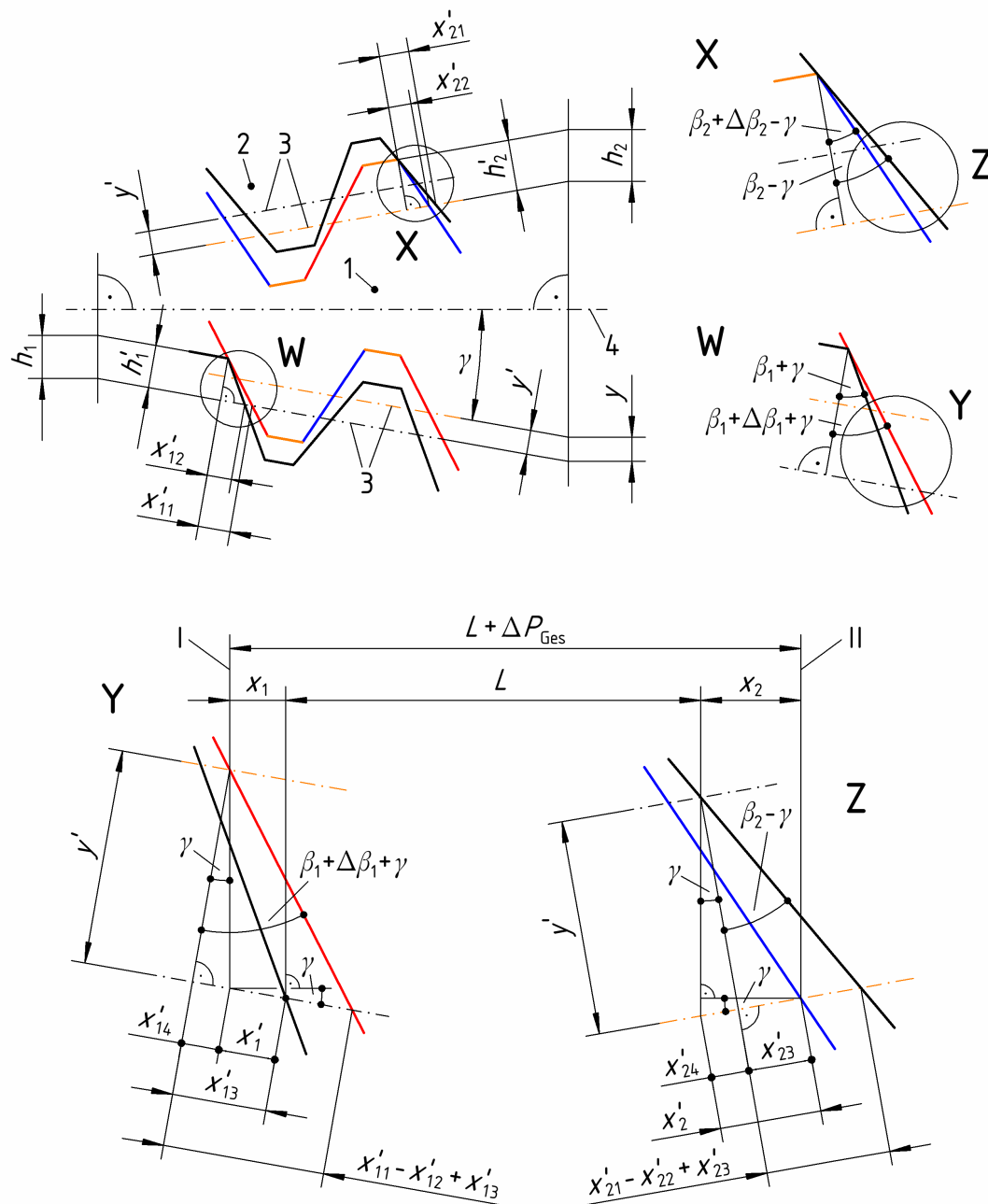
- 1 betrachtetes Außengewinde mit Abweichungen der Teilung und mit Gewindeflankenwinkelabweichungen
- 2 gedachtes geometrisch-ideales Innengewinde
- 3 Flankendurchmesserlinie
- 4 Achse des Flankendurchmessers und Achse des Paarungsflankendurchmessers

Bild 4.9 – aus der Gesamtteilungsabweichung und den Gewindeflankenwinkelabweichungen resultierender Paarungsausgleichsbetrag eines kegeligen Außengewindes für: $\Delta\beta_1 \geq 0$ und $\Delta\beta_2 \geq 0$



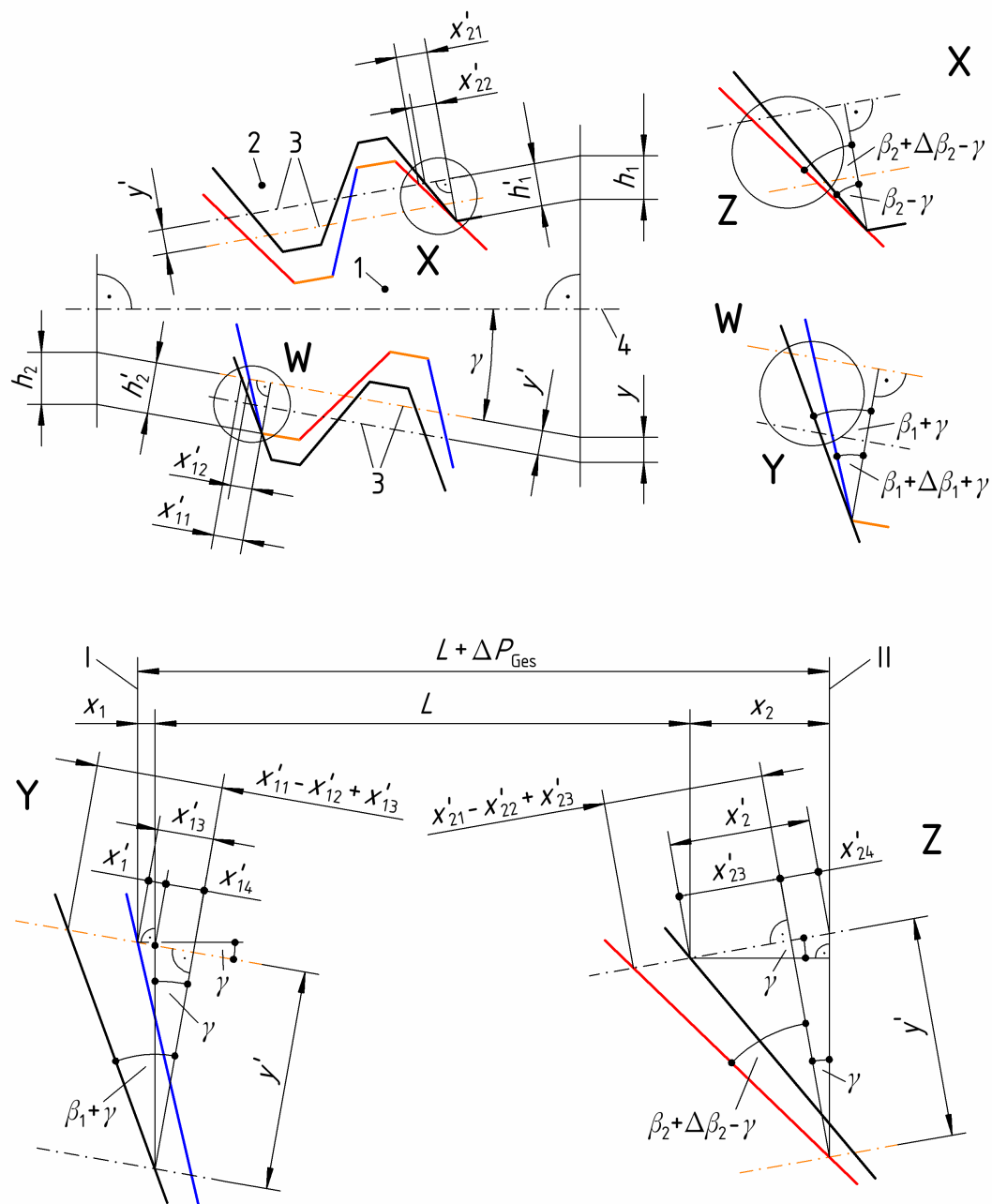
- 1 betrachtetes Außengewinde mit Abweichungen der Teilung und mit Gewindeflankenwinkelabweichungen
- 2 gedachtes geometrisch-ideales Innengewinde
- 3 Flankendurchmesserlinie
- 4 Achse des Flankendurchmessers und Achse des Paarungsflankendurchmessers

Bild 4.10 – aus der Gesamtteilungsabweichung und den Gewindeflankenwinkelabweichungen resultierender Paarungsausgleichsbetrag eines kegeligen Außengewindes für: $\Delta\beta_1 \leq 0$ und $\Delta\beta_2 \leq 0$



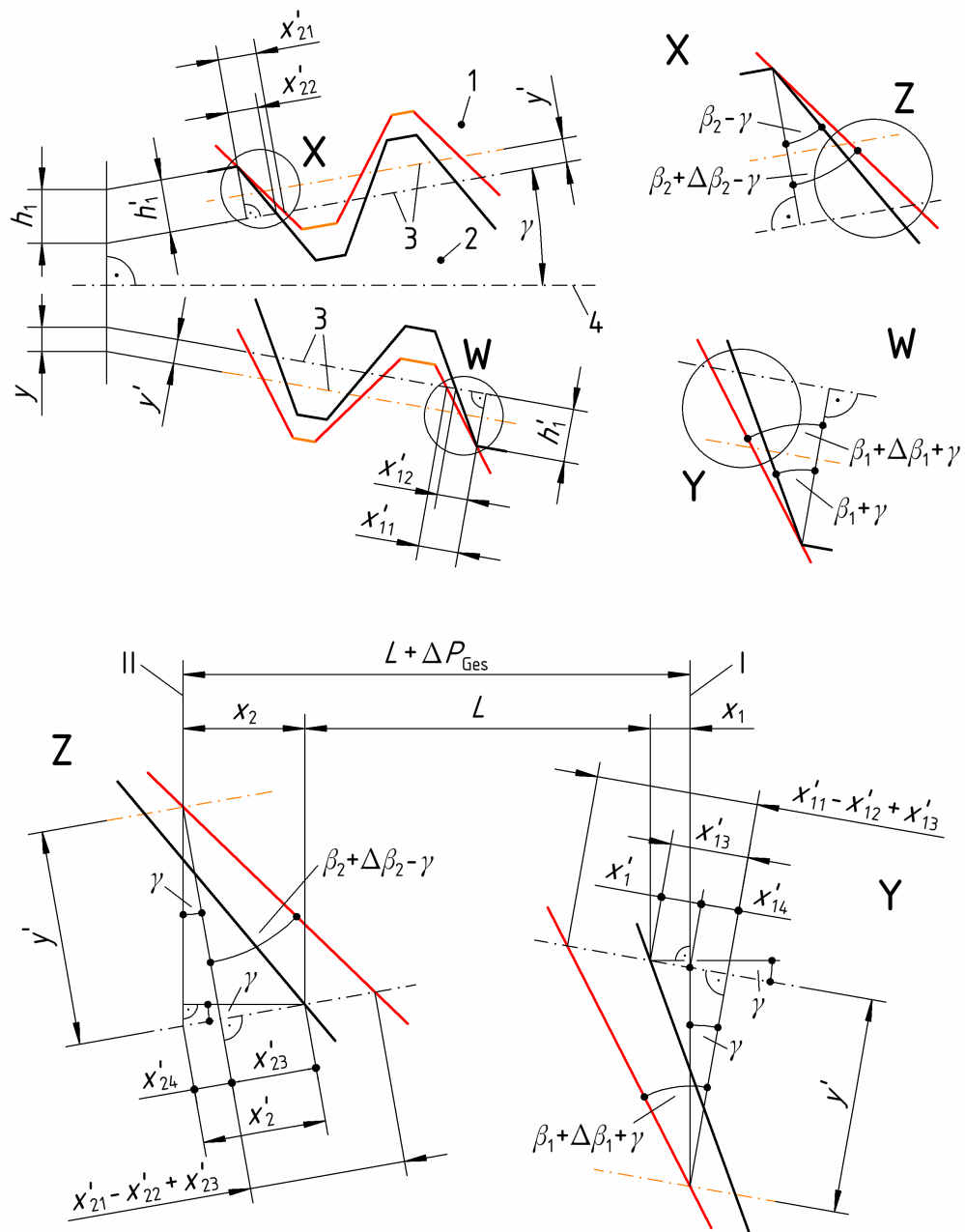
- 1 betrachtetes Außengewinde mit Abweichungen der Teilung und mit Gewindeflankenwinkelabweichungen
- 2 gedachtes geometrisch-ideales Innengewinde
- 3 Flankendurchmesserlinie
- 4 Achse des Flankendurchmessers und Achse des Paarungsflankendurchmessers

Bild 4.11 – aus der Gesamtteilungsabweichung und den Gewindeflankenwinkelabweichungen resultierender Paarungsausgleichsbetrag eines kegeligen Außengewindes für: $\Delta\beta_1 \geq 0$ und $\Delta\beta_2 \leq 0$



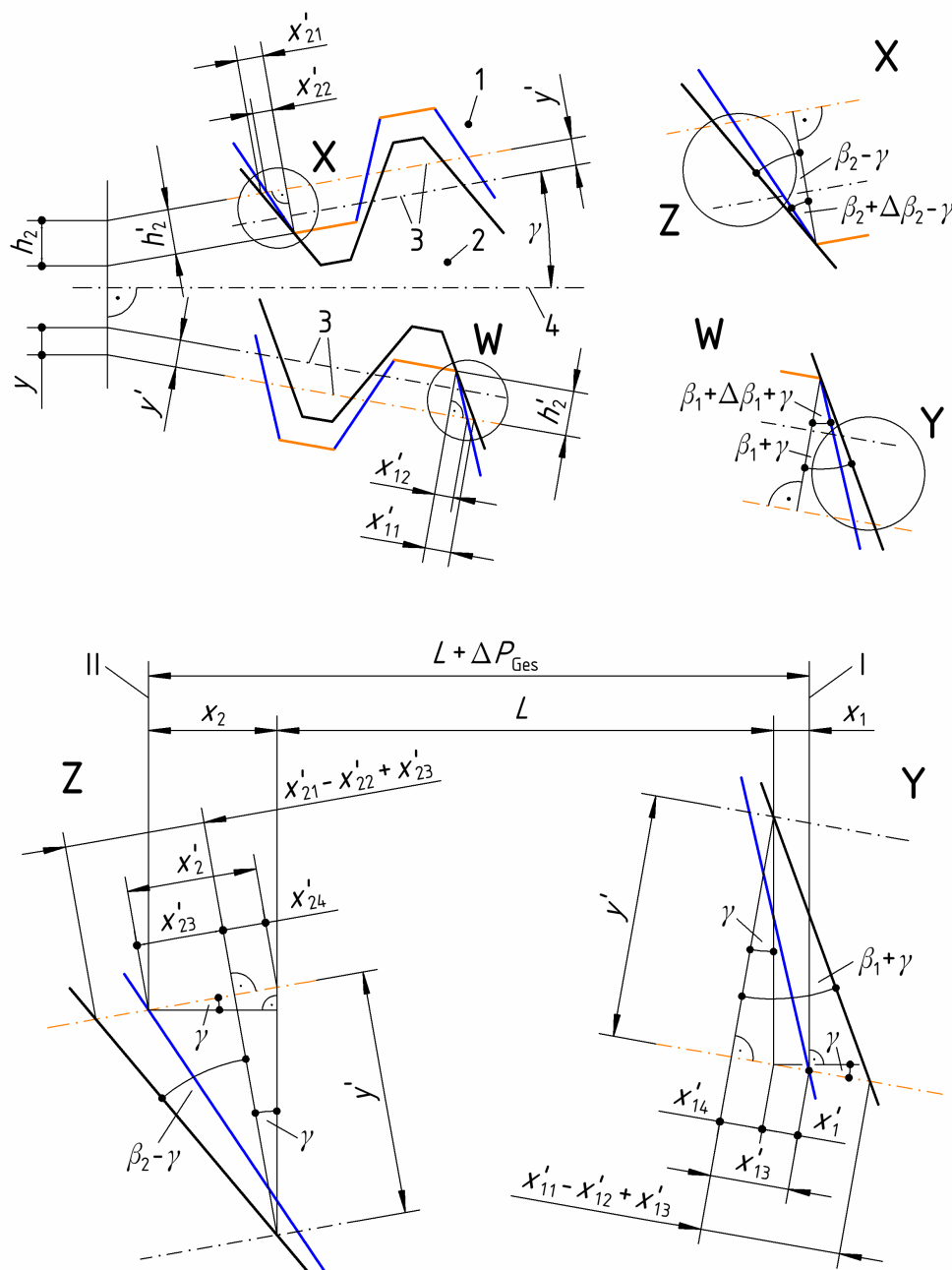
- 1 betrachtetes Außengewinde mit Abweichungen der Teilung und mit Gewindeflankenwinkelabweichungen
- 2 gedachtes geometrisch-ideales Innengewinde
- 3 Flankendurchmesserlinie
- 4 Achse des Flankendurchmessers und Achse des Paarungsflankendurchmessers

Bild 4.12 – aus der Gesamteilungsabweichung und den Gewindeflankenwinkelabweichungen resultierender Paarungsausgleichsbetrag eines kegeligen Außengewindes für: $\Delta\beta_1 \leq 0$ und $\Delta\beta_2 \geq 0$



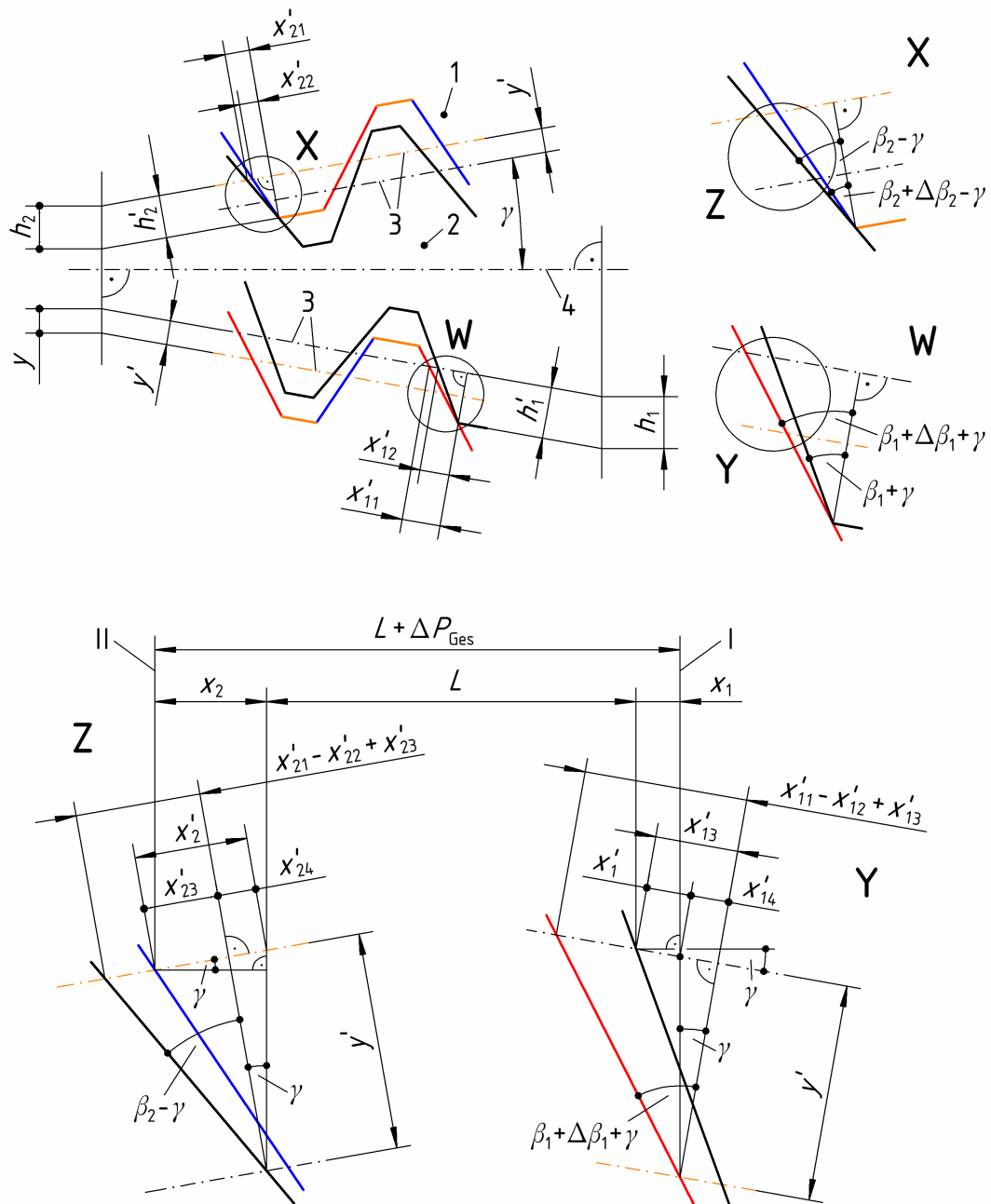
- 1 betrachtetes Innengewinde mit Abweichungen der Teilung und mit Gewindeflankenwinkelabweichungen
- 2 gedachtes geometrisch-ideales Außengewinde
- 3 Flankendurchmesserlinie
- 4 Achse des Flankendurchmessers und Achse des Paarungsflankendurchmessers

Bild 4.13 – aus der Gesamtteilungsabweichung und den Gewindeflankenwinkelabweichungen resultierender Paarungsausgleichsbetrag eines kegeligen Innengewindes für:
 $\Delta\beta_1 \geq 0$ und $\Delta\beta_2 \geq 0$



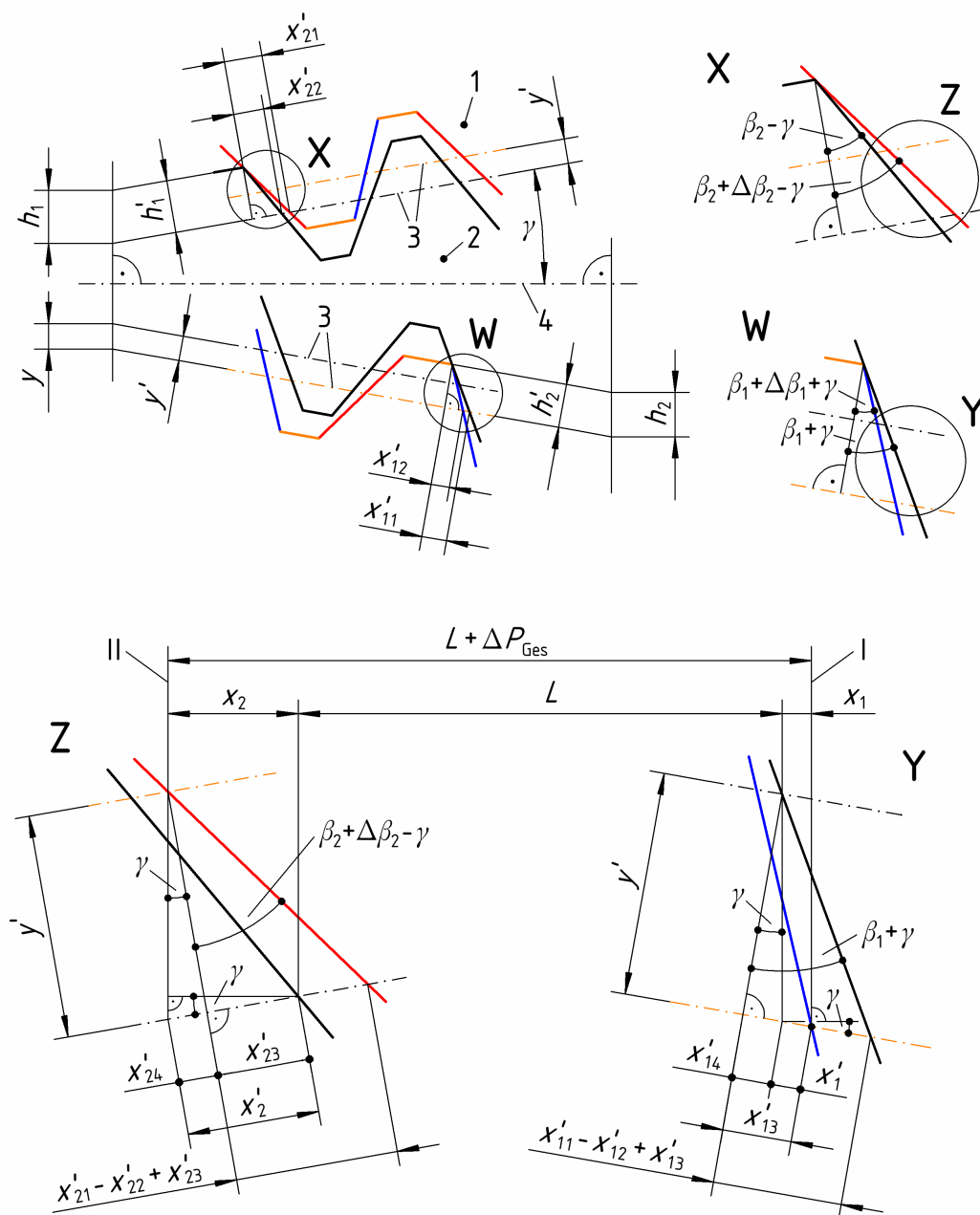
- 1 betrachtetes Innengewinde mit Abweichungen der Teilung und mit Gewindeflankenwinkelabweichungen
- 2 gedachtes geometrisch-ideales Außengewinde
- 3 Flankendurchmesserlinie
- 4 Achse des Flankendurchmessers und Achse des Paarungsflankendurchmessers

Bild 4.14 – aus der Gesamtteilungsabweichung und den Gewindeflankenwinkelabweichungen resultierender Paarungsausgleichsbetrag eines kegeligen Innengewindes für: $\Delta\beta_1 \leq 0$ und $\Delta\beta_2 \leq 0$



- 1 betrachtetes Innengewinde mit Abweichungen der Teilung und mit Gewindeflankenwinkelabweichungen
- 2 gedachtes geometrisch-ideales Außengewinde
- 3 Flankendurchmesserlinie
- 4 Achse des Flankendurchmessers und Achse des Paarungsflankendurchmessers

Bild 4.15 – aus der Gesamteilungsabweichung und den Gewindeflankenwinkelabweichungen resultierender Paarungsausgleichsbetrag eines kegeligen Innengewindes für: $\Delta\beta_1 \geq 0$ und $\Delta\beta_2 \leq 0$



- 1 betrachtetes Innengewinde mit Abweichungen der Teilung und mit Gewindeflankenwinkelabweichungen
- 2 gedachtes geometrisch-ideales Außengewinde
- 3 Flankendurchmesserlinie
- 4 Achse des Flankendurchmessers und Achse des Paarungsflankendurchmessers

Bild 4.16 – aus der Gesamtteilungsabweichung und den Gewindeflankenwinkelabweichungen resultierender Paarungsausgleichsbetrag eines kegeligen Innengewindes für: $\Delta\beta_1 \leq 0$ und $\Delta\beta_2 \geq 0$

- für $\Delta\beta_2 \geq 0$:

$$x'_{21} = b'_1 \tan(\beta_2 + \Delta\beta_2 - \gamma) \quad (4.25) \quad \text{und} \quad x'_{22} = b'_1 \tan(\beta_2 - \gamma), \quad (4.26)$$

- für $\Delta\beta_2 \leq 0$:

$$x'_{21} = b'_2 \tan(\beta_2 - \gamma) \quad (4.27) \quad \text{und} \quad x'_{22} = b'_2 \tan(\beta_2 + \Delta\beta_2 - \gamma). \quad (4.28)$$

Außerdem gilt:

- für $\Delta\beta_1 \geq 0$:

$$x'_{13} = y' \tan(\beta_1 + \Delta\beta_1 + \gamma) - x'_{11} + x'_{12}, \quad (4.29)$$

- für $\Delta\beta_1 \leq 0$:

$$x'_{13} = y' \tan(\beta_1 + \gamma) - x'_{11} + x'_{12}, \quad (4.30)$$

- für $\Delta\beta_2 \geq 0$:

$$x'_{23} = y' \tan(\beta_2 + \Delta\beta_2 - \gamma) - x'_{21} + x'_{22}, \quad (4.31)$$

- für $\Delta\beta_2 \leq 0$:

$$x'_{23} = y' \tan(\beta_2 - \gamma) - x'_{21} + x'_{22}. \quad (4.32)$$

Unabhängig vom Vorzeichen der Gesamtteilungsabweichung gilt:

$$|\Delta P_{\text{Ges}}| = x_1 + x_2. \quad (4.33)$$

Damit folgt:

$$x_1 = |\Delta P_{\text{Ges}}| - x_2, \quad (4.34)$$

$$x'_1 = \frac{x_1}{\cos \gamma} \quad (4.35) \quad \text{und} \quad x'_2 = \frac{x_2}{\cos \gamma}, \quad (4.36)$$

$$x'_{14} = y' \tan \gamma \quad (4.37) \quad \text{und} \quad x'_{24} = y' \tan \gamma. \quad (4.38)$$

Nun ergibt sich aus (4.35) und (4.37) sowie aus (4.36) und (4.38):

$$x'_{13} = \frac{x_1}{\cos \gamma} + y' \tan \gamma \quad (4.39) \quad \text{und} \quad x'_{23} = \frac{x_2}{\cos \gamma} - y' \tan \gamma. \quad (4.40)$$

Mit (4.34) wird x_1 in (4.39) ersetzt. Es ergibt sich:

$$x'_{13} = \frac{|\Delta P_{\text{Ges}}| - x_2}{\cos \gamma} + y' \tan \gamma. \quad (4.41)$$

Durch Gleichsetzen von (4.29) und (4.30) jeweils mit (4.41) entfällt x'_{13} . Es gilt:

- für $\Delta\beta_1 \geq 0$:

$$x_2 = |\Delta P_{\text{Ges}}| - \cos \gamma \cdot (y' \tan(\beta_1 + \Delta\beta_1 + \gamma) - y' \tan \gamma - x'_{11} + x'_{12}), \quad (4.42)$$

- für $\Delta\beta_1 \leq 0$:

$$x_2 = |\Delta P_{\text{Ges}}| - \cos \gamma \cdot (y' \tan(\beta_1 + \gamma) - y' \tan \gamma - x'_{11} + x'_{12}). \quad (4.43)$$

Nun werden (4.31) und (4.32) jeweils mit (4.40) gleichgesetzt. Damit entfällt x'_{23} und es folgt:

- für $\Delta\beta_2 \geq 0$:

$$x_2 = \cos \gamma \cdot (y' \tan(\beta_2 + \Delta\beta_2 - \gamma) + y' \tan \gamma - x'_{21} + x'_{22}), \quad (4.44)$$

- für $\Delta\beta_2 \leq 0$:

$$x_2 = \cos \gamma \cdot (y' \tan(\beta_2 - \gamma) + y' \tan \gamma - x'_{21} + x'_{22}). \quad (4.45)$$

Schließlich ergibt sich:

- für $\Delta\beta_1 \geq 0$ und $\Delta\beta_2 \geq 0$ durch Gleichsetzen von (4.42) und (4.44):

$$y' = \frac{\frac{|\Delta P_{\text{Ges}}|}{\cos \gamma} + x'_{11} - x'_{12} + x'_{21} - x'_{22}}{\tan(\beta_1 + \Delta\beta_1 + \gamma) + \tan(\beta_2 + \Delta\beta_2 - \gamma)}, \quad (4.46)$$

- für $\Delta\beta_1 \leq 0$ und $\Delta\beta_2 \leq 0$ durch Gleichsetzen von (4.43) und (4.45):

$$y' = \frac{\frac{|\Delta P_{\text{Ges}}|}{\cos \gamma} + x'_{11} - x'_{12} + x'_{21} - x'_{22}}{\tan(\beta_1 + \gamma) + \tan(\beta_2 - \gamma)}, \quad (4.47)$$

- für $\Delta\beta_1 \geq 0$ und $\Delta\beta_2 \leq 0$ durch Gleichsetzen von (4.42) und (4.45):

$$y' = \frac{\frac{|\Delta P_{\text{Ges}}|}{\cos \gamma} + x'_{11} - x'_{12} + x'_{21} - x'_{22}}{\tan(\beta_1 + \Delta\beta_1 + \gamma) + \tan(\beta_2 - \gamma)}, \quad (4.48)$$

- für $\Delta\beta_1 \leq 0$ und $\Delta\beta_2 \geq 0$ durch Gleichsetzen von (4.43) und (4.44):

$$y' = \frac{\frac{|\Delta P_{\text{Ges}}|}{\cos \gamma} + x'_{11} - x'_{12} + x'_{21} - x'_{22}}{\tan(\beta_1 + \gamma) + \tan(\beta_2 + \Delta\beta_2 - \gamma)}. \quad (4.49)$$

In den Gleichungen (4.46) bis (4.49) entfallen x'_{11} , x'_{12} , x'_{21} und x'_{22} durch Einsetzen von (4.21) bis (4.28), wobei b'_1 und b'_2 durch (4.19) und (4.20) ersetzt werden.

Zusammen mit den Gleichungen (4.18) und (4.17) ergibt sich schließlich für kegelige Gewinde:

- für $\Delta\beta_1 \geq 0$ und $\Delta\beta_2 \geq 0$:

$$E_p = \pm 2 \frac{\frac{|\Delta P_{\text{Ges}}|}{\cos^2 \gamma} + b_1 (\tan(\beta_1 + \Delta\beta_1 + \gamma) - \tan(\beta_1 + \gamma) + \tan(\beta_2 + \Delta\beta_2 - \gamma) - \tan(\beta_2 - \gamma))}{\tan(\beta_1 + \Delta\beta_1 + \gamma) + \tan(\beta_2 + \Delta\beta_2 - \gamma)}, \quad (4.50)$$

- für $\Delta\beta_1 \leq 0$ und $\Delta\beta_2 \leq 0$:

$$E_p = \pm 2 \frac{\frac{|\Delta P_{\text{Ges}}|}{\cos^2 \gamma} + b_2 (\tan(\beta_1 + \gamma) - \tan(\beta_1 + \Delta\beta_1 + \gamma) + \tan(\beta_2 - \gamma) - \tan(\beta_2 + \Delta\beta_2 - \gamma))}{\tan(\beta_1 + \gamma) + \tan(\beta_2 - \gamma)}, \quad (4.51)$$

- für $\Delta\beta_1 \geq 0$ und $\Delta\beta_2 \leq 0$:

$$E_p = \pm 2 \frac{\frac{|\Delta P_{\text{Ges}}|}{\cos^2 \gamma} + b_1 (\tan(\beta_1 + \Delta\beta_1 + \gamma) - \tan(\beta_1 + \gamma)) + b_2 (\tan(\beta_2 - \gamma) - \tan(\beta_2 + \Delta\beta_2 - \gamma))}{\tan(\beta_1 + \Delta\beta_1 + \gamma) + \tan(\beta_2 - \gamma)}, \quad (4.52)$$

- für $\Delta\beta_1 \leq 0$ und $\Delta\beta_2 \geq 0$:

$$E_p = \pm 2 \frac{\frac{|\Delta P_{\text{Ges}}|}{\cos^2 \gamma} + b_2 (\tan(\beta_1 + \gamma) - \tan(\beta_1 + \Delta\beta_1 + \gamma)) + b_1 (\tan(\beta_2 + \Delta\beta_2 - \gamma) - \tan(\beta_2 - \gamma))}{\tan(\beta_1 + \gamma) + \tan(\beta_2 + \Delta\beta_2 - \gamma)}. \quad (4.53)$$

Für zylindrische Gewinde gilt $\gamma = 0$, damit ergibt sich:

- für $\Delta\beta_1 \geq 0$ und $\Delta\beta_2 \geq 0$:

$$E_p = \pm 2 \frac{|\Delta P_{\text{Ges}}| + h_1 (\tan(\beta_1 + \Delta\beta_1) - \tan \beta_1 + \tan(\beta_2 + \Delta\beta_2) - \tan \beta_2)}{\tan(\beta_1 + \Delta\beta_1) + \tan(\beta_2 + \Delta\beta_2)}, \quad (4.54)$$

- für $\Delta\beta_1 \leq 0$ und $\Delta\beta_2 \leq 0$:

$$E_p = \pm 2 \frac{|\Delta P_{\text{Ges}}| + h_2 (\tan \beta_1 - \tan(\beta_1 + \Delta\beta_1) + \tan \beta_2 - \tan(\beta_2 + \Delta\beta_2))}{\tan \beta_1 + \tan \beta_2}, \quad (4.55)$$

- für $\Delta\beta_1 \geq 0$ und $\Delta\beta_2 \leq 0$:

$$E_p = \pm 2 \frac{|\Delta P_{\text{Ges}}| + h_1 (\tan(\beta_1 + \Delta\beta_1) - \tan \beta_1) + h_2 (\tan \beta_2 - \tan(\beta_2 + \Delta\beta_2))}{\tan(\beta_1 + \Delta\beta_1) + \tan \beta_2}, \quad (4.56)$$

- für $\Delta\beta_1 \leq 0$ und $\Delta\beta_2 \geq 0$:

$$E_p = \pm 2 \frac{|\Delta P_{\text{Ges}}| + h_2 (\tan \beta_1 - \tan(\beta_1 + \Delta\beta_1)) + h_1 (\tan(\beta_2 + \Delta\beta_2) - \tan \beta_2)}{\tan \beta_1 + \tan(\beta_2 + \Delta\beta_2)}. \quad (4.57)$$

Der Paarungsausgleichsbetrag E_p kann somit unter Berücksichtigung der Vorzeichen der Gewindeflankenwinkelabweichungen und nach entsprechender Fallunterscheidung für kegelige Gewinde nach den Gleichungen (4.50) bis (4.53) und für zylindrische Gewinde nach den Gleichungen (4.54) bis (4.57) berechnet werden. Ferner lassen sich aus den genannten Gleichungen jeweils auch die Paarungsausgleichsbeträge E_{pp} (unter der Bedingung $\Delta\beta_1 = 0$ und $\Delta\beta_2 = 0$; siehe Abschnitt 4.2) und $E_{\text{p}\beta}$ (unter der Bedingung $\Delta P_{\text{Ges}} = 0$; siehe Abschnitt 4.3) bestimmen.

4.5 Geradheitsabweichungen der Gewindeflanken

Die Gewindeflanke ist in DIN 2244 [2] definiert als:

„gerader Teil des Gewindeprofils, der den auf das Grundprofil verkürzten Seiten des Ausgangsdreiecks entspricht, die nicht parallel zu dessen Grundlinie sind [...]“

Damit entspricht die Gewindeflanke einer Linie im Axialschnitt, die bei wirklichen Gewinden stets Geradheitsabweichungen aufweist.

Die in DIN 2244 vorgenommene Bezeichnung als „gerader Teil des Gewindeprofils“ ist somit nicht vollständig zutreffend. Das Wort „gerade“ sollte bei einer Überarbeitung der Norm entfallen.

In ISO 5408 [3] ist die Gewindeflanke der:

„Teil der spiralförmigen Oberfläche des Gewindes, der von einer Seite des Ausgangsdreiecks [...] erzeugt wird, die nicht parallel zur Flankendurchmesserlinie [...] des Gewindes [...] ist“.

Diese Definition beschränkt die Gewindeflanke nicht ausdrücklich auf eine Linie im Axialschnitt, sondern erklärt sie zu einer Fläche, die einem Teil der Schraubenfläche nach DIN 2244 [2] entspricht.

Dies stimmt auch mit der in der ersetzten DIN 2244:1977-01 [13] gültigen Sichtweise überein. In [13] konnte es sich bei der Gewindeflanke sowohl um eine Linie im Axialschnitt als auch um einen Teil der Schraubenfläche handeln. Eine solche mehrdeutige Definition kann bei der Betrachtung der Geradheitsabweichungen der Gewindeflanken selbstverständlich zu Missverständnissen führen. Für die vorliegende Arbeit gilt deshalb ausschließlich die Definition der Gewindeflanke aus der aktuellen DIN 2244 [2].

Allgemeine Begriffe und Kenngrößen der Geradheit gehen aus DIN EN ISO 12780-1 [57] hervor. Die Geradheitsabweichungen und die Geradheitsprofile der Gewindeflanken werden, in Abhängigkeit vom Fertigungsverfahren, in vielen Fällen wesentlich von der Geometrie des Gewindeverkzeuges beeinflusst. Dabei können die Geradheitsprofile verhältnismäßig gleichbleibend sein oder auch an jeder Stelle des Gewindes eine andere Form annehmen.

Die Geradheitsabweichungen der Gewindeflanken bewirken den bei Außengewinden positiven und bei Innengewinden negativen Paarungsausgleichsbetrag E_{FS} und beeinflussen damit den Paarungsflankendurchmesser des Gewindes.

Den Betrachtungen zur Berechnung des Paarungsausgleichsbetrages E_{FS} liegen die beiden folgenden Voraussetzungen zugrunde:

- Das betrachtete Gewinde weist ausschließlich Geradheitsabweichungen der Gewindeflanken auf.
- Die Achse des Flankendurchmessers ist coaxial zur Achse des Paarungsflankendurchmessers.

In Bild 4.17 ist ein Gewindezahn eines zylindrischen Gewindes mit Geradheitsabweichungen der Gewindeflanken dargestellt. Aus dem Geradheitsprofil jeder Gewindeflanke ergeben sich nach der Methode der kleinsten Abweichungsquadrate die Referenzgeraden. Da keine Gewindeflankenwinkelabweichungen vorliegen, bilden die Referenzgeraden im Axialschnitt jeweils mit einer Senkrechten zur Achse des Flankendurchmessers die Winkel β_1 und β_2 .

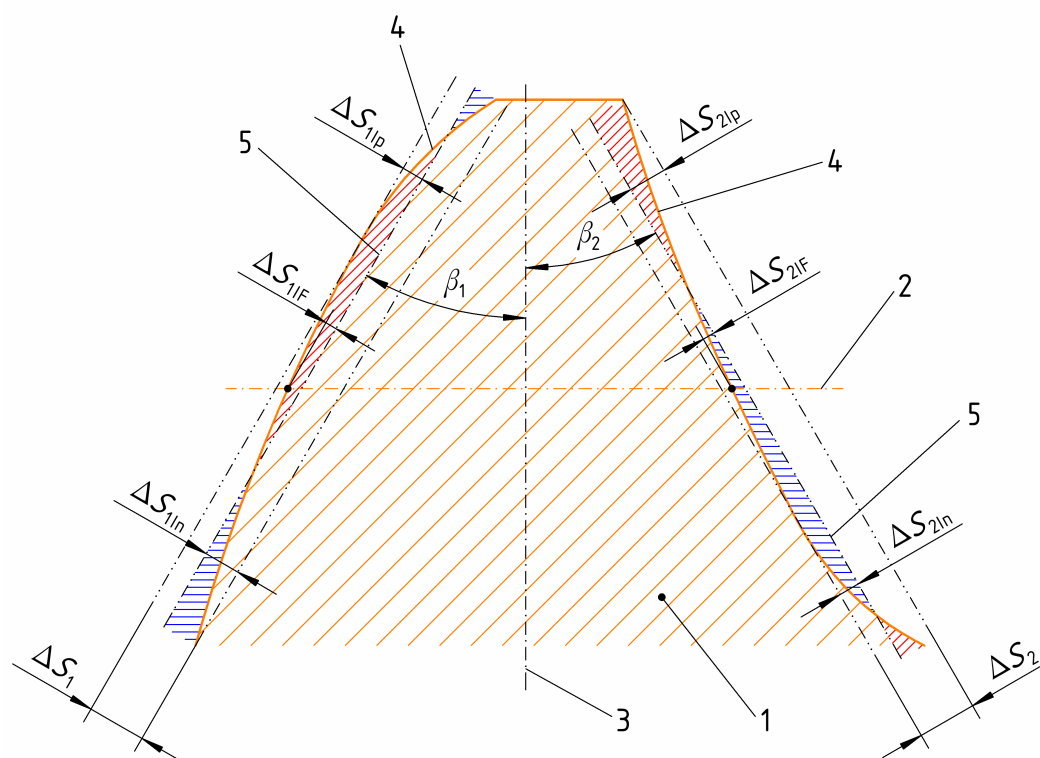
Für jeden Punkt auf dem Geradheitsprofil ergibt sich, als senkrechter Abstand von der entsprechenden Referenzgeraden, die zugehörige örtliche Geradheitsabweichung. Diese weist, entsprechend der Lage des Punktes in Bezug zur Referenzgeraden, ein positives oder ein negatives Vorzeichen auf. Nach DIN EN ISO 12780-1 [57] ist eine örtliche Geradheitsabweichung negativ, „wenn der Punkt [auf dem Geradheitsprofil, Anm. d. Verfassers] ausgehend von der Referenzgeraden in Richtung des Materials liegt.“

Aus der größten positiven örtlichen Geradheitsabweichung ΔS_{1Ip} bzw. ΔS_{2Ip} und der bezüglich ihres Betrages größten negativen örtlichen Geradheitsabweichung ΔS_{1In} bzw. ΔS_{2In} jeder Gewindeflanke ergibt sich schließlich die Geradheitsabweichung der Gewindeflanke ΔS_1 bzw. ΔS_2 .

Dabei gilt:

$$\Delta S_1 = \Delta S_{1Ip} - \Delta S_{1In} \quad (4.58) \quad \text{und} \quad \Delta S_2 = \Delta S_{2Ip} - \Delta S_{2In}. \quad (4.59)$$

Die am Schnittpunkt mit der Flankendurchmesserlinie vorliegenden örtlichen Geradheitsabweichungen der Gewindeflanken werden als ΔS_{1IF} bzw. ΔS_{2IF} bezeichnet.





- 1 Gewinde (Gewindezahn) mit Geradheitsabweichungen der Gewindeflanken
- 2 Flankendurchmesserlinie
- 3 Senkrechte zur Achse des Flankendurchmessers
- 4 Gewindeflanke (Geradheitsprofil)
- 5 Referenzgerade
-  Bereich positiver örtlicher Geradheitsabweichungen der Gewindeflanken
-  Bereich negativer örtlicher Geradheitsabweichungen der Gewindeflanken

Bild 4.17 – Gewindeflanke eines zylindrischen Gewindes mit Geradheitsabweichungen der Gewindeflanken

In Bild 4.18 ist unter a) und b) je ein Gewindezahn zweier zylindrischer Außengewinde dargestellt. Diese weisen die Geradheitsabweichungen der Gewindeflanken ΔS_1 und ΔS_2 auf. Entsprechend der Definition des Paarungsflankendurchmessers erfolgt die Paarung der zylindrischen Außengewinde mit einem gedachten geometrisch-idealen Innengewinde. Obwohl ΔS_1 bzw. ΔS_2 unter a) und b) jeweils gleich groß sind, führen die Geradheitsabweichungen der Gewindeflanken zu unterschiedlichen Paarungsausgleichsbeträgen E_{FS} .

Der Paarungsausgleichsbetrag ist somit nicht direkt von ΔS_1 und ΔS_2 abhängig. Statt dessen wird er von der gemeinsamen Wirkung der innerhalb der Flankenüberdeckung H_1 auftretenden größten örtlichen Geradheitsabweichung der jeweiligen Gewindeflanke ΔS_{1IH} bzw. ΔS_{2IH} und der örtlichen Geradheitsabweichung derselben Gewindeflanke am Schnittpunkt mit der Flankendurchmesserlinie ΔS_{1IF} bzw. ΔS_{2IF} beeinflusst.

Diese gemeinsame Wirkung ergibt eine neue Bestimmungsgröße, die als paarungswirksame Geradheitsabweichung der Gewindeflanke ΔS_{1P} bzw. ΔS_{2P} bezeichnet werden soll. Es ergibt sich dabei die folgende Definition:

Die *paarungswirksame Geradheitsabweichung der Gewindeflanke* (siehe Bilder 4.18 und 4.19) ist die bei der Paarung des betrachteten wirklichen Gewindes und des, den Paarungsflankendurchmesser verkörpernden, gedachten geometrisch-idealen Gewindes vorliegende Differenz zwischen der innerhalb der Flankenüberdeckung auftretenden größten örtlichen Geradheitsabweichung der Gewindeflanke des betrachteten wirklichen Gewindes und der örtlichen Geradheitsabweichung derselben Gewindeflanke am Schnittpunkt mit der Flankendurchmesserlinie.

Anmerkung 1: Bei der Ermittlung der innerhalb der Flankenüberdeckung auftretenden größten örtlichen Geradheitsabweichung der Gewindeflanke ist selbstverständlich deren Vorzeichen zu berücksichtigen. In dem seltenen aber dennoch möglichen Fall, dass innerhalb der Flankenüberdeckung keine positive örtliche Geradheitsabweichung der Gewindeflanke auftritt, entspricht die innerhalb der Flankenüberdeckung auftretende größte örtliche Geradheitsabweichung der Gewindeflanke daher der bezüglich ihres Betrages kleinsten negativen örtlichen Geradheitsabweichung der Gewindeflanke oder sogar einem Wert von Null.

Anmerkung 2: Die Flankenüberdeckung ist selbst vom jeweils vorliegenden Paarungsausgleichsbetrag abhängig. Dies erschwert möglicherweise die exakte Bestimmung der innerhalb der Flankenüberdeckung auftretenden größten örtlichen Geradheitsabweichung der Gewindeflanke. In vielen Fällen ist daher die Berücksichtigung der Flankenüberdeckung unter Vernachlässigung des Paarungsausgleichsbetrages sinnvoll.

Somit wird die paarungswirksame Geradheitsabweichung der Gewindeflanke zu:

$$\Delta S_{1P} = \Delta S_{1IH} - \Delta S_{1IF} \quad (4.60) \quad \text{und} \quad \Delta S_{2P} = \Delta S_{2IH} - \Delta S_{2IF} \quad (4.61)$$

In Bild 4.18 a) entspricht die örtliche Geradheitsabweichung der jeweiligen Gewindeflanke am Schnittpunkt mit der Flankendurchmesserlinie der innerhalb der Flankenüberdeckung auftretenden größten örtlichen Geradheitsabweichung derselben Gewindeflanke.

Damit ergibt sich $\Delta S_{1P} = 0$ und $\Delta S_{2P} = 0$. Flankendurchmesser und Paarungsflankendurchmesser sind gleich groß. Der Paarungsausgleichsbetrag wird somit zu $E_{FS} = 0$.

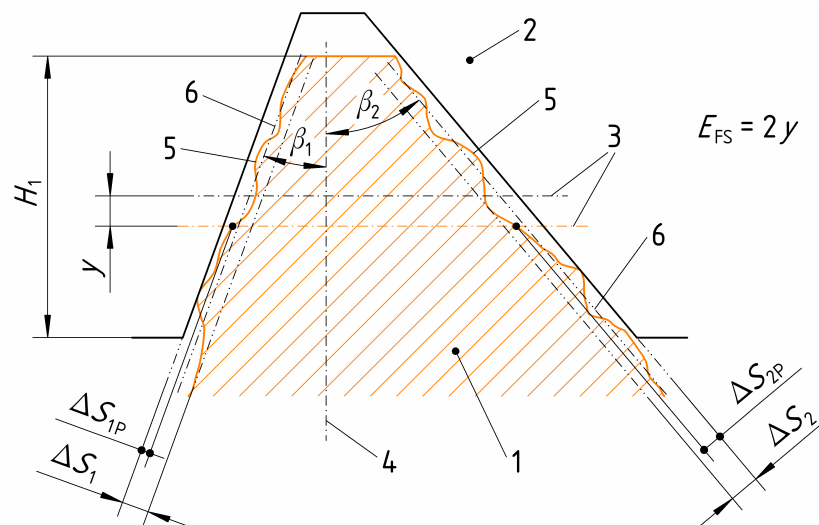
In Bild 4.18 b) entspricht die örtliche Geradheitsabweichung der jeweiligen Gewindeflanke am Schnittpunkt mit der Flankendurchmesserlinie der bezüglich ihres Betrages größten negativen örtlichen Geradheitsabweichung derselben Gewindeflanke.

Außerdem gilt für das dargestellte Gewinde $\Delta S_{1IH} = \Delta S_{1Ip}$ und $\Delta S_{2IH} = \Delta S_{2Ip}$.

Damit ergibt sich $\Delta S_{1p} = \Delta S_1$ und $\Delta S_{2p} = \Delta S_2$. Somit bestimmen ΔS_1 und ΔS_2 mit ihrem gesamten Betrag den Paarungsausgleichsbetrag E_{FS} .

Bild 4.18 stellt unter a) und b) bezüglich ΔS_{1p} und ΔS_{2p} die beiden möglichen Grenzfälle dar. Bei wirklichen Gewinden ergeben sich nach den Gleichungen (4.60) und (4.61) für ΔS_{1p} bzw. ΔS_{2p} in der Regel jedoch Werte, die größer als Null aber kleiner als ΔS_1 bzw. ΔS_2 sind.

Ein solches Gewinde ist in Bild 4.19 dargestellt. Die Größe der Geradheitsabweichungen der Gewindeflanken ΔS_1 und ΔS_2 ist identisch mit der in Bild 4.18 a) und b). Allerdings ist hier ist die örtliche Geradheitsabweichung der jeweiligen Gewindeflanke am Schnittpunkt mit der Flankendurchmesserlinie kleiner als die innerhalb der Flankenüberdeckung H_1 auftretende größte örtliche Geradheitsabweichung und größer als die bezüglich ihres Betrages größte negative örtliche Geradheitsabweichung derselben Gewindeflanke.



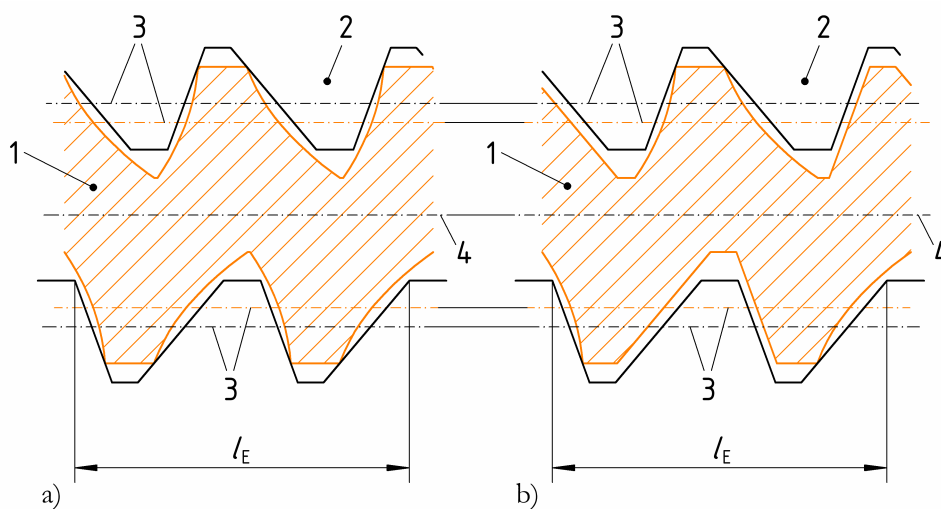
- 1 betrachtetes Außengewinde (Gewindezahn) mit Geradheitsabweichungen der Gewindeflanken
- 2 gedachtes geometrisch-ideales Innengewinde
- 3 Flankendurchmesserlinie
- 4 Senkrechte zur Achse des Flankendurchmessers
- 5 Gewindeflanke (Geradheitsprofil)
- 6 Referenzgerade

Bild 4.19 – aus den Geradheitsabweichungen der Gewindeflanken resultierender Paarungsausgleichsbetrag eines zylindrischen Außengewindes

Die sich somit für das in Bild 4.19 dargestellte Gewinde nach den Gleichungen (4.60) und (4.61) ergebenden paarungswirksamen Geradheitsabweichungen der Gewindeflanken ΔS_{1P} und ΔS_{2P} bewirken einen Paarungsausgleichsbetrag E_{FS} , der größer als Null aber kleiner als der Paarungsausgleichsbetrag in Bild 4.18 b) ist.

Bei der Messung der Geradheitsabweichungen der Gewindeflanken ist zur Abgrenzung gegenüber der Rauheit der Gewindeflanken eine geeignete Grenzwellenlänge zu wählen. Diese muss sicherstellen, dass eine messtechnisch sinnvolle Bestimmung der Werte von ΔS_{1IF} und ΔS_{2IF} und damit auch von ΔS_{1P} und ΔS_{2P} erfolgen kann.

Bei dem in Bild 4.20 dargestellten zylindrischen Außengewinde liegen die Geradheitsprofile der Gewindeflanken und damit natürlich auch ΔS_{1P} und ΔS_{2P} unter a) konstant über die gesamte Einschraublänge vor. Die gleichen Geradheitsprofile und damit auch die gleichen Werte für ΔS_{1P} und ΔS_{2P} liegen unter b) nur über einen Teil der Einschraublänge vor, da einige der dargestellten Gewindeflanken keine Geradheitsabweichungen aufweisen. Entsprechend der Definition des Paarungsflankendurchmessers ergibt sich jeweils ein gedachtes geometrisch-ideales Innengewinde, dessen Flankendurchmesser in den Fällen a) und b) gleich groß ist. Für die Größe des Paarungsflankendurchmessers und somit auch des Paarungsausgleichsbetrages E_{FS} ist es folglich gleichgültig, ob ΔS_{1P} und ΔS_{2P} konstant über die gesamte Einschraublänge oder nur über einen Teil derselben vorliegen.



- 1 betrachtetes Außengewinde mit Geradheitsabweichungen der Gewindeflanken
- 2 gedachtes geometrisch-ideales Innengewinde
- 3 Flankendurchmesserlinie
- 4 Achse des Flankendurchmessers und Achse des Paarungsflankendurchmessers

Bild 4.20 – aus den Geradheitsabweichungen der Gewindeflanken resultierender Paarungsausgleichsbetrag eines zylindrischen Außengewindes bei Vorliegen der Geradheitsabweichungen der Gewindeflanken a) über die gesamte Einschraublänge und b) über einen Teil der Einschraublänge

Es wird deutlich, dass die paarungswirksamen Geradheitsabweichungen der Gewindeflanken sich in ihrer Wirkung auf den Paarungsflankendurchmesser in dieser Hinsicht ähnlich den Gewindeflankenwinkelabweichungen $\Delta\beta_1$ und $\Delta\beta_2$ verhalten (vgl. Abschnitt 4.3 und Bilder 4.4 und 4.5).

Daher hat beim Vorliegen von Geradheitsabweichungen der Gewindeflanken auch die Anzahl der Gewindegänge keinen Einfluss auf den Paarungsausgleichsbetrag E_{FS} . Bild 4.20 gilt gleichermaßen für ein- und mehrgängige Gewinde.

Somit wird klar, dass jede der beiden paarungswirksamen Geradheitsabweichungen der Gewindeflanken ΔS_{1P} und ΔS_{2P} den Paarungsausgleichsbetrag E_{FS} mit jeweils nur einem bestimmten Wert beeinflusst.

Dabei handelt es sich um den innerhalb der Einschraublänge l_E größten Wert der jeweiligen paarungswirksamen Geradheitsabweichung der Gewindeflanke ΔS_{1P} oder ΔS_{2P} . Dies ist bei der Berechnung des Paarungsausgleichsbetrages E_{FS} entsprechend zu berücksichtigen.

Die Herleitung der Berechnung des Paarungsausgleichsbetrages E_{FS} erfolgt für kegelige Außengewinde (siehe Bild 4.21) und für kegelige Innengewinde (siehe Bild 4.22). Für zylindrische Außen- und Innengewinde ergibt sich E_{FS} schließlich unter der Voraussetzung $\gamma = 0$.

Die in den Bildern 4.21 und 4.22 dargestellten Gewinde weisen die paarungswirksamen Geradheitsabweichungen der Gewindeflanken ΔS_{1P} und ΔS_{2P} auf. Diese werden jeweils durch einen an die Gewindeflanke des betrachteten Gewindes anschließenden, grün schraffierten Bereich verkörpert. Die eigentliche Form des Geradheitsprofils ist dabei nicht von Belang. Entsprechend der Definition des Paarungsflankendurchmessers ergibt sich jeweils ein gedachtes geometrisch-ideales Gewinde, welches unmittelbar an den Bereich der paarungswirksamen Geradheitsabweichungen der Gewindeflanken anschließt.

Entsprechend der Bilder 4.21 und 4.22 gilt:

$$E_{FS} = \pm 2\gamma, \quad (4.62)$$

$$\gamma = \gamma_{11} - \gamma_{12} \quad (4.63) \quad \text{und} \quad \gamma = \gamma_{21} + \gamma_{22}. \quad (4.64)$$

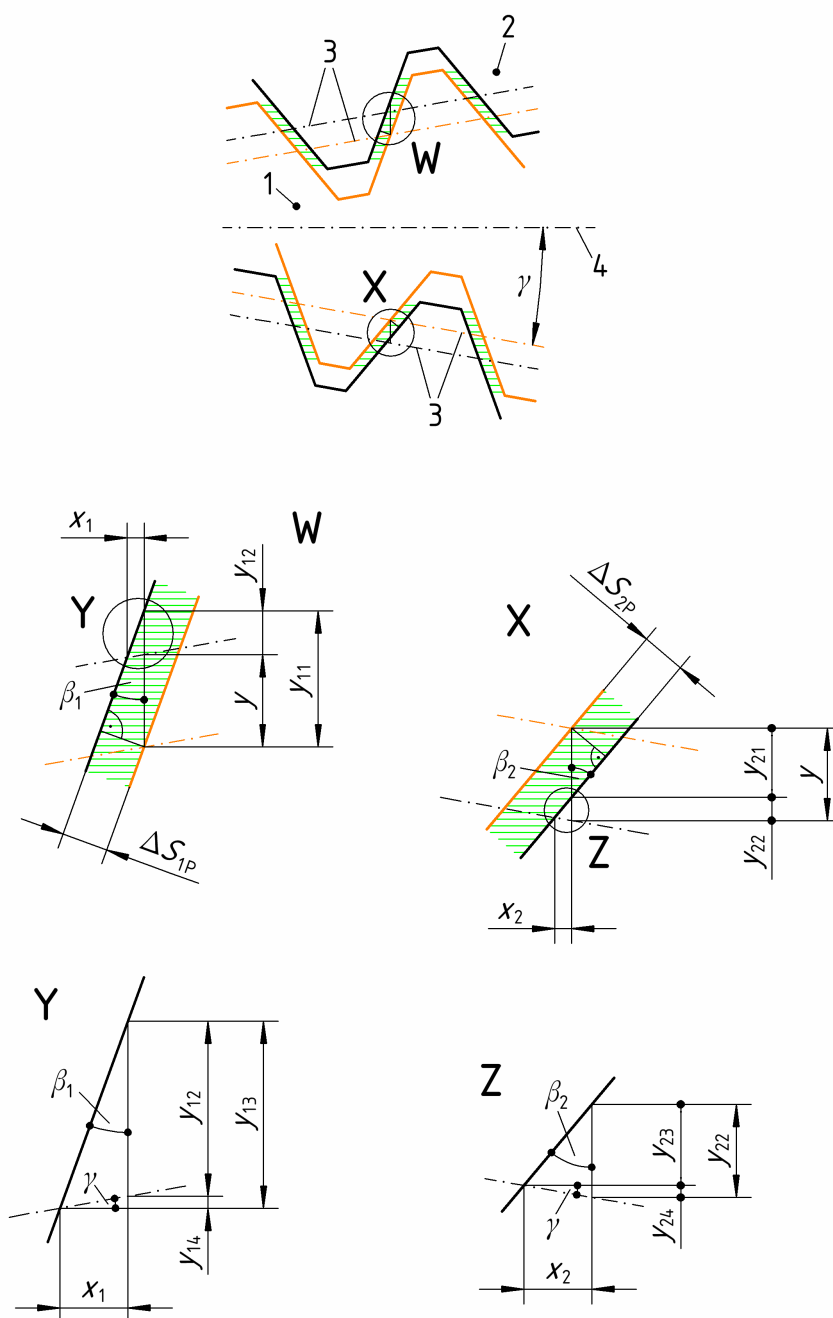
Weiterhin ergibt sich:

$$\gamma_{11} = \frac{\Delta S_{1P}}{\sin \beta_1} \quad (4.65) \quad \text{und} \quad \gamma_{21} = \frac{\Delta S_{2P}}{\sin \beta_2}. \quad (4.66)$$

Außerdem gilt:

$$\gamma_{13} = \frac{x_1}{\tan \beta_1} \quad (4.67) \quad \text{und} \quad \gamma_{14} = x_1 \tan \gamma \quad (4.68) \quad \text{sowie}$$

$$\gamma_{12} = \gamma_{13} - \gamma_{14}. \quad (4.69)$$



- | | |
|---|---|
| 1 | betrachtetes Außengewinde mit Geradheitsabweichungen der Gewindeflanken |
| 2 | gedachtes geometrisch-ideales Innengewinde |
| 3 | Flankendurchmesserlinie |
| 4 | Achse des Flankendurchmessers und Achse des Paarungsflankendurchmessers |
| 5 | Bereich der paarungswirksamen Geradheitsabweichungen der Gewindeflanken |

Bild 4.21 – aus den Geradheitsabweichungen der Gewindeflanken resultierender Paarungsausgleichsbetrag eines kegeligen Außengewindes

Durch Einsetzen von (4.67) und (4.68) in (4.69) folgt:

$$x_1 = \frac{j_{12}}{\cot \beta_1 - \tan \gamma}. \quad (4.70)$$

In gleicher Weise gilt:

$$j_{23} = \frac{x_2}{\tan \beta_2} \quad (4.71) \quad \text{und} \quad j_{24} = x_2 \tan \gamma \quad (4.72) \quad \text{sowie}$$

$$j_{22} = j_{23} + j_{24}. \quad (4.73)$$

Nun ergibt sich durch Einsetzen von (4.71) und (4.72) in (4.73):

$$x_2 = \frac{j_{22}}{\cot \beta_2 + \tan \gamma}. \quad (4.74)$$

Da das betrachtete Gewinde keine Abweichungen der Teilung oder der Steigung aufweist, gilt:

$$x_1 = x_2. \quad (4.75)$$

Somit können (4.70) und (4.74) gleichgesetzt werden und es ergibt sich:

$$j_{22} = j_{12} \frac{\cot \beta_2 + \tan \gamma}{\cot \beta_1 - \tan \gamma}. \quad (4.76)$$

Durch Gleichsetzen von (4.63) und (4.64) folgt:

$$j_{22} = j_{11} - j_{12} - j_{21}. \quad (4.77)$$

Nun werden (4.76) und (4.77) gleichgesetzt, wodurch schließlich auch j_{22} entfällt. Durch Einsetzen von (4.65) und (4.66) ergibt sich:

$$j_{12} = \frac{\frac{\Delta S_{1P}}{\sin \beta_1} - \frac{\Delta S_{2P}}{\sin \beta_2}}{1 + \frac{\cot \beta_2 + \tan \gamma}{\cot \beta_1 - \tan \gamma}}. \quad (4.78)$$

Abschließend werden (4.65) und (4.78) in (4.63) eingesetzt, wodurch zusammen mit (4.62) für kegelige Gewinde gilt:

$$E_{\text{FS}} = \pm 2 \cdot \left(\frac{\Delta S_{1\text{P}}}{\sin \beta_1} - \frac{\frac{\Delta S_{1\text{P}}}{\sin \beta_1} - \frac{\Delta S_{2\text{P}}}{\sin \beta_2}}{1 + \frac{\cot \beta_2 + \tan \gamma}{\cot \beta_1 - \tan \gamma}} \right). \quad (4.79)$$

Für zylindrische Gewinde gilt $\gamma = 0$, damit ergibt sich:

$$E_{\text{FS}} = \pm 2 \cdot \left(\frac{\Delta S_{1\text{P}}}{\sin \beta_1} - \frac{\frac{\Delta S_{1\text{P}}}{\sin \beta_1} - \frac{\Delta S_{2\text{P}}}{\sin \beta_2}}{1 + \frac{\tan \beta_1}{\tan \beta_2}} \right). \quad (4.80)$$

Bei zylindrischen symmetrischen Gewinden sind β_1 und β_2 gleich groß. Es gilt Gleichung (4.4). Damit vereinfacht sich (4.80) für diese Gewinde zu:

$$E_{\text{FS}} = \pm \frac{\Delta S_{1\text{P}} + \Delta S_{2\text{P}}}{\sin \beta}. \quad (4.81)$$

4.6 Rauheit der Gewindeflanken

Neben den Geradheitsabweichungen weisen die Gewindeflanken wirklicher Gewinde auch stets eine bestimmte Rauheit auf. Bei der messtechnischen Erfassung der Gewindeflanken erfolgt die notwendige Abgrenzung zwischen den Geradheitsabweichungen und der Rauheit durch die bereits in Abschnitt 4.5 erwähnte geeignete Grenzwellenlänge.

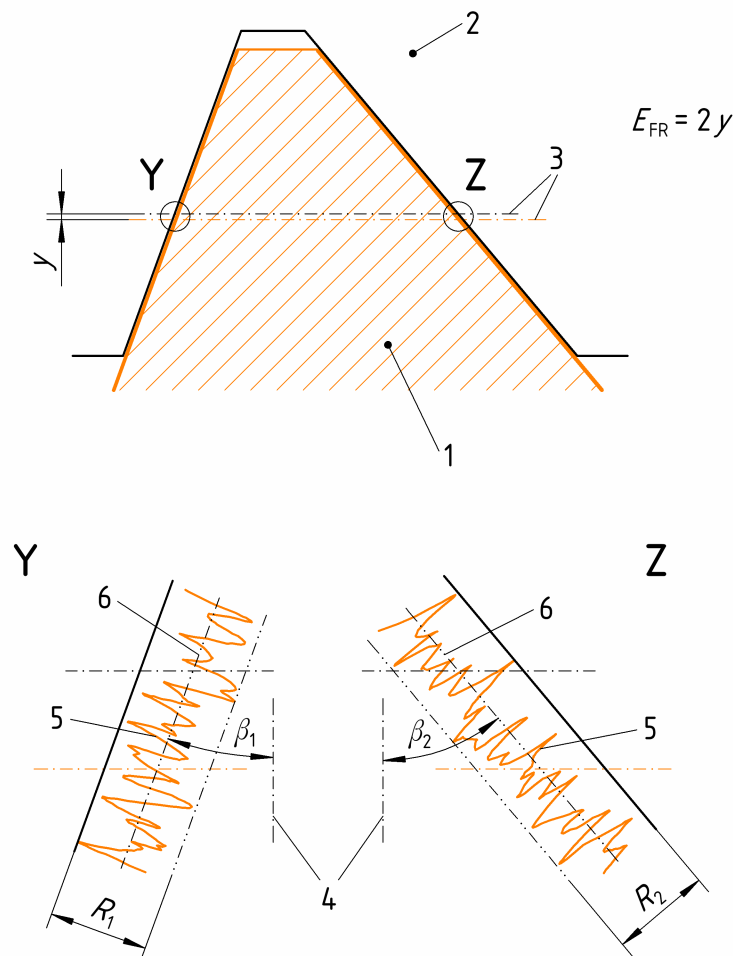
Begriffe und Kenngrößen der Rauheit sowie Regeln und Verfahren für deren Beurteilung gehen aus DIN EN ISO 4287 [58] und aus DIN EN ISO 4288 [59] hervor. Einen kompakten und gut verständlichen Überblick über das in der aktuellen Normung sehr komplexe Thema Rauheit bietet [60].

Die Rauheit der Gewindeflanken bewirkt stets den bei Außengewinden positiven und bei Innengewinden negativen Paarungsausgleichsbetrag E_{FR} und beeinflusst damit den Paarungsflankendurchmesser des Gewindes.

Den Betrachtungen zur Berechnung des Paarungsausgleichsbetrages E_{FR} liegen die beiden folgenden Voraussetzungen zugrunde:

- Das betrachtete Gewinde weist außer der Rauheit der Gewindeflanken keine Abweichungen auf.
- Die Achse des Flankendurchmessers ist coaxial zur Achse des Paarungsflankendurchmessers.

In Bild 4.23 ist ein Gewindezahn eines zylindrischen Außengewindes dargestellt, dessen Gewindeflanken eine bestimmte Rauheit aufweisen. Dem Rauheitsprofil jeder Gewindeflanke lässt sich entsprechend DIN EN ISO 4287 [58] eine Mittellinie zuordnen. Da keine Gewindeflankenwinkelabweichungen vorliegen, bilden diese Mittellinien im Axialschnitt jeweils mit einer Senkrechten zur Achse des Flankendurchmessers die Winkel β_1 und β_2 .



- 1 betrachtetes Außengewinde (Gewindezahn) einschließlich
der Rauheit der Gewindeflanken
- 2 gedachtes geometrisch-ideales Innengewinde
- 3 Flankendurchmesserlinie
- 4 Senkrechte zur Achse des Flankendurchmessers
- 5 Gewindeflanke (Rauheitsprofil)
- 6 Mittellinie für das Rauheitsprofil

Bild 4.23 – aus der Rauheit der Gewindeflanken resultierender Paarungsausgleichsbetrag eines zylindrischen Außengewindes

Senkrecht zur jeweiligen Mittellinie ergeben die Höhe der größten Profilspitze und die Tiefe des größten Profiltals schließlich in ihrer Summe die Rauheit der Gewindeflanken R_1 und R_2 .

Entsprechend der Definition des Paarungsflankendurchmessers erfolgt in Bild 4.23 schließlich die Paarung des betrachteten Außengewindes mit einem gedachten geometrisch-idealen Innengewinde. Es wird deutlich, dass die Rauheit der Gewindeflanken sich hinsichtlich der Verursachung eines Paarungsausgleichsbetrages in gleicher Weise verhält, wie die Geradheitsabweichungen der Gewindeflanken. Daher gelten die in Abschnitt 4.5 dargestellten Zusammenhänge entsprechend auch für die Rauheit der Gewindeflanken.

Es ist allerdings nicht möglich, die messtechnisch sinnvolle Erfassung einer „örtlichen“ Rauheit der Gewindeflanken am Schnittpunkt mit der Flankendurchmesserlinie (vergleichbar mit ΔS_{1F} und ΔS_{2F}) vorzunehmen. Somit ist auch die Bestimmung einer „paarungswirksamen“ Rauheit der Gewindeflanken (vergleichbar mit ΔS_{1P} und ΔS_{2P}) nicht möglich.

Dennoch beeinflusst auch die Rauheit der Gewindeflanken R_1 und R_2 nicht mit ihrem gesamten Betrag den Paarungsausgleichsbetrag E_{FR} , da der Schnittpunkt von Gewindeflanke und Flankendurchmesserlinie im Allgemeinen nicht im größten Profiltal, sondern zumeist zwischen diesem und der größten Profilspitze, also auf einer beliebigen Stelle des Rauheitsprofils liegt.

Bei der Ermittlung des Paarungsflankendurchmessers aus den jeweils zusammengehörigen Wertepaaren von Flankendurchmesser und Paarungsausgleichsbetrag (siehe Gleichungen (2.1) und (2.2)) enthält der gemessene Flankendurchmesser zudem selbst bereits Einflüsse der vorliegenden Rauheit der Gewindeflanken. Messtechnisch ist die Trennung zwischen „Maß“ und „Rauheit“ bezüglich einer Bestimmungsgröße wie dem Flankendurchmesser höchst problematisch und nur bis zu einem bestimmten Grad möglich.

Somit kann auch der Einfluss der Rauheit der Gewindeflanken auf den Paarungsausgleichsbetrag E_{FR} nur näherungsweise ermittelt werden. Dieser Tatsache wird durch die Einführung des Koeffizienten k_{EFR} Rechnung getragen. Für diesen Koeffizienten soll gelten $0 \leq k_{EFR} \leq 1$.

Der Berechnung des Paarungsausgleichsbetrages E_{FR} liegen die Bilder 4.21 und 4.22 und die Gleichungen (4.79), (4.80) und (4.81) zugrunde, in denen ΔS_{1P} durch $k_{EFR} \cdot R_1$ und ΔS_{2P} durch $k_{EFR} \cdot R_2$ ersetzt werden.

Für kegelige Gewinde gilt somit:

$$E_{FR} = \pm 2k_{EFR} \cdot \left(\frac{R_1}{\sin \beta_1} - \frac{\frac{R_1}{\sin \beta_1} - \frac{R_2}{\sin \beta_2}}{1 + \frac{\cot \beta_2 + \tan \gamma}{\cot \beta_1 - \tan \gamma}} \right). \quad (4.82)$$

Für zylindrische Gewinde ergibt sich:

$$E_{\text{FR}} = \pm 2k_{\text{EFR}} \cdot \left(\frac{R_1}{\sin \beta_1} - \frac{\frac{R_1}{\sin \beta_1} - \frac{R_2}{\sin \beta_2}}{1 + \frac{\tan \beta_1}{\tan \beta_2}} \right). \quad (4.83)$$

Für zylindrische symmetrische Gewinde gilt schließlich:

$$E_{\text{FR}} = \pm k_{\text{EFR}} \frac{R_1 + R_2}{\sin \beta}. \quad (4.84)$$

Zur Ermittlung von R_1 und R_2 ist eine geeignete Rauheitskenngröße zu wählen.

Hierzu bietet sich in erster Linie die gemittelte Rautiefe R_z (vgl. [60] Abschnitt 2.4.3) an, die die größte Höhe des Rauheitsprofils als arithmetisches Mittel aus fünf Einzelmessstrecken verkörpert. Durch diese Mittelwertbildung wird der Einfluss einzelner Profilsitzen aber auch einzelner Profiltäler ein wenig verkleinert.

Etwas größere Werte liefert hingegen die maximale Rautiefe $R_{z1_{\text{max}}}$ (vgl. [60] Abschnitt 2.4.3), die R_{max} aus der ersetzten DIN 4768 [61] entspricht und unter dieser alten Bezeichnung weiterhin sehr verbreitet ist. Bei dieser Kenngröße ist der Einfluss einer einzelnen Profilsitze aber auch eines einzelnen Profiltals sehr hoch. Es ist daher davon auszugehen, dass die aus ihr berechneten Paarungsausgleichsbeträge – mit Hinblick auf realistische Paarungsbedingungen zwischen wirklichen Gewinden – zumeist etwas zu groß sind.

Ungeeignet zur Ermittlung des Paarungsausgleichsbetrages ist jedoch der arithmetische Mittenrauwert R_a (vgl. [60] Abschnitt 2.4.1), da sich aus diesem kaum auf die größte Höhe des Rauheitsprofils schließen lässt.

Neben der Wahl der Rauheitskenngröße muss zur Berechnung des Paarungsausgleichsbetrages schließlich auch der Koeffizient k_{EFR} festgelegt werden. Hierbei ist das arithmetische Mittel aus den beiden möglichen Grenzwerten, also ein Wert von 0,5 in vielen Fällen sinnvoll.

4.7 Gemeinsame Wirkung der Geradheitsabweichungen der Gewindeflanken und der Rauheit der Gewindeflanken

Bei der messtechnischen Erfassung der Gewindeflanken gehen das Geradheitsprofil und das Rauheitsprofil durch Filterung aus dem vorliegenden Gesamtprofil der jeweiligen Gewindeflanke hervor.

Das Gesamtprofil enthält damit sowohl die Geradheitsabweichungen der Gewindeflanken als auch die Rauheit der Gewindeflanken, die in ihrer gemeinsamen Wirkung

schließlich den bei Außengewinden stets positiven und bei Innengewinden stets negativen Paarungsausgleichsbetrag E_F verursachen.

Der Berechnung des Paarungsausgleichsbetrages E_F liegen die folgenden Voraussetzungen zugrunde:

- Das betrachtete Gewinde weist außer der Rauheit der Gewindeflanken lediglich Geradheitsabweichungen der Gewindeflanken auf.
- Die Achse des Flankendurchmessers ist coaxial zur Achse des Paarungsflankendurchmessers.

Ferner gelten dabei die in den Abschnitten 4.5 und 4.6 dargestellten Zusammenhänge gemeinsam.

Grundlage für die Berechnung von E_F sind damit erneut die Bilder 4.21 und 4.22 und die Gleichungen (4.79), (4.80) und (4.81), in denen nun ΔS_{1P} durch $\Delta S_{1P} + k_{EFR} \cdot R_1$ und ΔS_{2P} durch $\Delta S_{2P} + k_{EFR} \cdot R_2$ ersetzt werden.

Für kegelige Gewinde ergibt sich somit:

$$E_F = \pm 2 \cdot \left(\frac{\Delta S_{1P} + k_{EFR} R_1}{\sin \beta_1} - \frac{\frac{\Delta S_{1P} + k_{EFR} R_1}{\sin \beta_1} - \frac{\Delta S_{2P} + k_{EFR} R_2}{\sin \beta_2}}{1 + \frac{\cot \beta_2 + \tan \gamma}{\cot \beta_1 - \tan \gamma}} \right). \quad (4.85)$$

Für zylindrische Gewinde gilt:

$$E_F = \pm 2 \cdot \left(\frac{\Delta S_{1P} + k_{EFR} R_1}{\sin \beta_1} - \frac{\frac{\Delta S_{1P} + k_{EFR} R_1}{\sin \beta_1} - \frac{\Delta S_{2P} + k_{EFR} R_2}{\sin \beta_2}}{1 + \frac{\tan \beta_1}{\tan \beta_2}} \right). \quad (4.86)$$

Für zylindrische symmetrische Gewinde ergibt sich:

$$E_F = \pm \frac{\Delta S_{1P} + \Delta S_{2P} + k_{EFR} (R_1 + R_2)}{\sin \beta}. \quad (4.87)$$

4.8 Formabweichungen des Flankendurchmesserzylinders oder des Flankendurchmesserkegels

Der Flankendurchmesserzylinder wirklicher zylindrischer Gewinde und der Flankendurchmesserkegel wirklicher kegeliger Gewinde weisen stets Formabweichungen auf.

Im Falle des Flankendurchmesserzylinders handelt es sich dabei um die Zylindrizitätsabweichungen, die sich in Geradheitsabweichungen der Mantellinien, Parallelitätsabweichungen der sich im Axialschnitt gegenüberliegenden Mantellinien und Rundheitsabweichungen aufteilen lassen.

Allgemeine Begriffe und Kenngrößen der Zylindrizität, der Geradheit bzw. der Rundheit gehen aus DIN EN ISO 12180-1 [62], DIN EN ISO 12780-1 [57] bzw. aus DIN EN ISO 12181-1 [63] hervor.

Im Falle des Flankendurchmesserkegels liegen Abweichungen von der geometrisch-idealen Kegelform vor, die sich in Geradheitsabweichungen der Mantellinien, Abweichungen des Kegelwinkels zwischen den sich im Axialschnitt gegenüberliegenden Mantellinien und Rundheitsabweichungen aufteilen lassen.

Die Formabweichungen des Flankendurchmesserzylinders bzw. des Flankendurchmesserkegels bewirken den bei Außengewinden stets positiven und bei Innengewinden stets negativen Paarungsausgleichsbetrag E_C und beeinflussen damit den Paarungsflankendurchmesser des Gewindes.

Den Betrachtungen zur Berechnung des Paarungsausgleichsbetrages E_C liegen die beiden folgenden Voraussetzungen zugrunde:

- Das betrachtete Gewinde weist ausschließlich Formabweichungen des Flankendurchmesserzylinders bzw. des Flankendurchmesserkegels auf.
- Die Achse des Flankendurchmessers ist parallel zur Achse des Paarungsflankendurchmessers.

Das in Bild 4.24 im Axialschnitt dargestellte zylindrische Außengewinde weist Zylindrizitätsabweichungen des Flankendurchmesserzylinders auf.

Der Flankendurchmesserzylinder wird aus der Gesamtheit der Flankendurchmesserlinien des Gewindes gebildet. Nach seiner messtechnischen Erfassung lässt sich dem Flankendurchmesserzylinder nach der Methode der kleinsten Abweichungsquadrate ein Referenzzylinder [62] zuordnen.

Die Achse des Flankendurchmessers und die Achse des Referenzzylinders sind aufgrund ihrer Definitionen annähernd koaxial. Für die Betrachtungen in der vorliegenden Arbeit wird die Koaxialität der beiden Achsen vorausgesetzt.

Für jede Flankendurchmesserlinie ergibt sich, als Abstand vom Referenzzylinder und senkrecht zu dessen Achse, die zugehörige örtliche Zylindrizitätsabweichung. Diese weist, entsprechend der Lage der Flankendurchmesserlinie in Bezug zum Referenzzylinder, ein positives oder ein negatives Vorzeichen auf. Nach DIN EN ISO 12180-1 [62] ist eine örtliche Zylindrizitätsabweichung negativ, „wenn der Punkt [hier: die

Flankendurchmesserlinie, Anm. d. Verfassers] vom Referenzzylinder ausgehend in Richtung der Materialeseite liegt.“⁴

Aus der größten positiven örtlichen Zylindrizitätsabweichung ΔC_{Ip} und der bezüglich ihres Betrages größten negativen örtlichen Zylindrizitätsabweichung ΔC_{In} ergibt sich schließlich die Zylindrizitätsabweichung des Flankendurchmesserzylinders ΔC .

Dabei gilt:

$$\Delta C = \Delta C_{Ip} - \Delta C_{In} . \quad (4.88)$$

Bei dem in Bild 4.24 dargestellten Gewinde befinden sich ΔC_{Ip} und ΔC_{In} gemeinsam in einem Axialschnitt. Dies ist bei wirklichen Gewinden allerdings kaum der Fall und dient hier lediglich der Anschaulichkeit der Darstellung.

Aus Bild 4.24 wird ebenfalls deutlich, dass aufgrund der örtlichen Zylindrizitätsabweichungen des Flankendurchmesserzylinders ein wirkliches zylindrisches Gewinde stets eine unendliche Anzahl von örtlichen Flankendurchmessern d_{2l} bzw. D_{2l} aufweist.

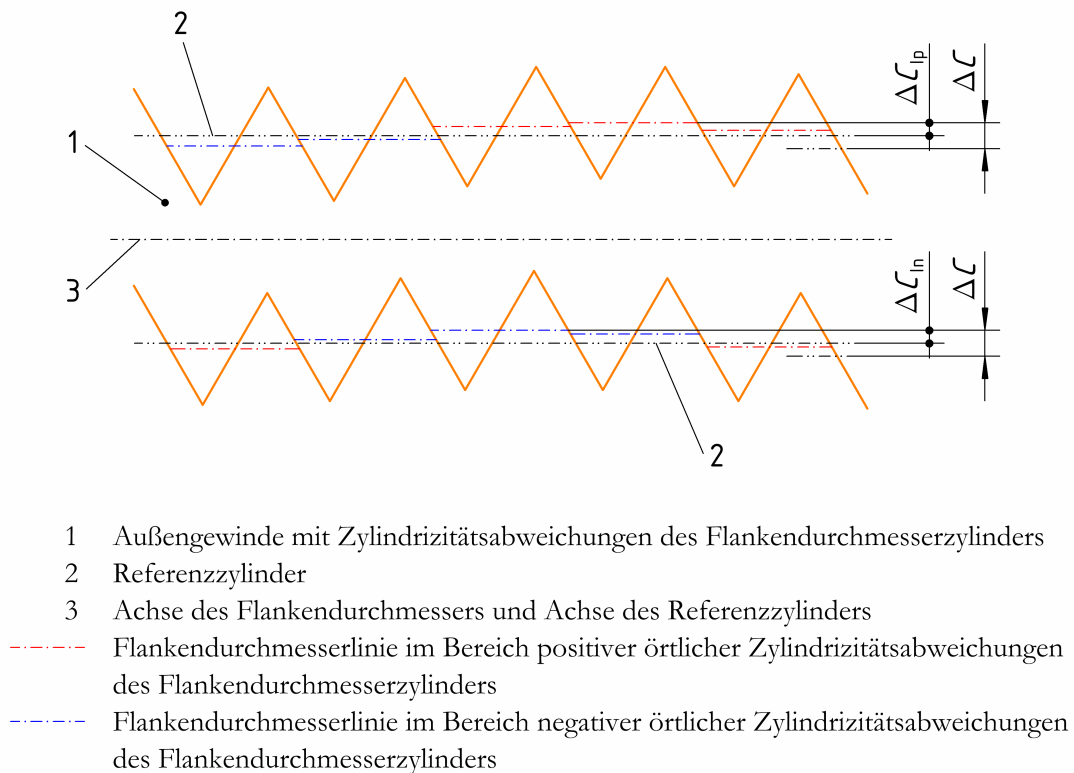


Bild 4.24 – zylindrisches Außengewinde mit Zylindrizitätsabweichungen des Flankendurchmesserzylinders

⁴ Würde es sich bei dem in Bild 4.24 dargestellten Gewinde um ein Innengewinde handeln, wären die Vorzeichen der örtlichen Zylindrizitätsabweichungen bezüglich der dargestellten Flankendurchmesserlinien umgekehrt. ΔC_{Ip} und ΔC_{In} würden dementsprechend in der Darstellung die Plätze tauschen.

Zylindrizitätsabweichungen des Flankendurchmesserzylinders entstehen durch die Abweichungen von der geometrisch-idealen Lage einzelner Gewindeflanken, die als Verschiebung dieser Gewindeflanken in radialer Richtung, also entlang einer Senkrechten zur Achse des Flankendurchmessers oder auch in axialer Richtung, also entlang einer Parallelen zur Achse des Flankendurchmessers dargestellt werden können. Grundlegende, dabei auftretende Zusammenhänge gehen aus Bild 4.25 hervor.

Bild 4.25 a) zeigt ein zylindrisches Außengewinde, bei dem im betrachteten Axialschnitt zwei benachbarte Gewindeflanken gemeinsam um den Betrag v in radialer Richtung nach außen verschoben wurden. Diese Abweichung von der geometrisch-idealen Lage der beiden Gewindeflanken kann selbstverständlich auch in axialer Richtung angegeben werden; also als eine Verschiebung beider Gewindeflanken um den jeweils selben Betrag in axialer Richtung aufeinander zu. Dieser Fall entspricht somit einem Gewinde, bei dessen Fertigung jeweils zwei in der Gewindelücke benachbarte Gewindeflanken gemeinsam durch das Gewindewerkzeug erzeugt wurden. Dabei war die Relativbewegung zwischen Gewindewerkzeug und Werkstück hinsichtlich des Verhältnisses von Axialbewegung und Rotationsbewegung zwar geometrisch-ideal, es traten jedoch Abweichungen in Form unerwünschter Radialbewegungen auf.

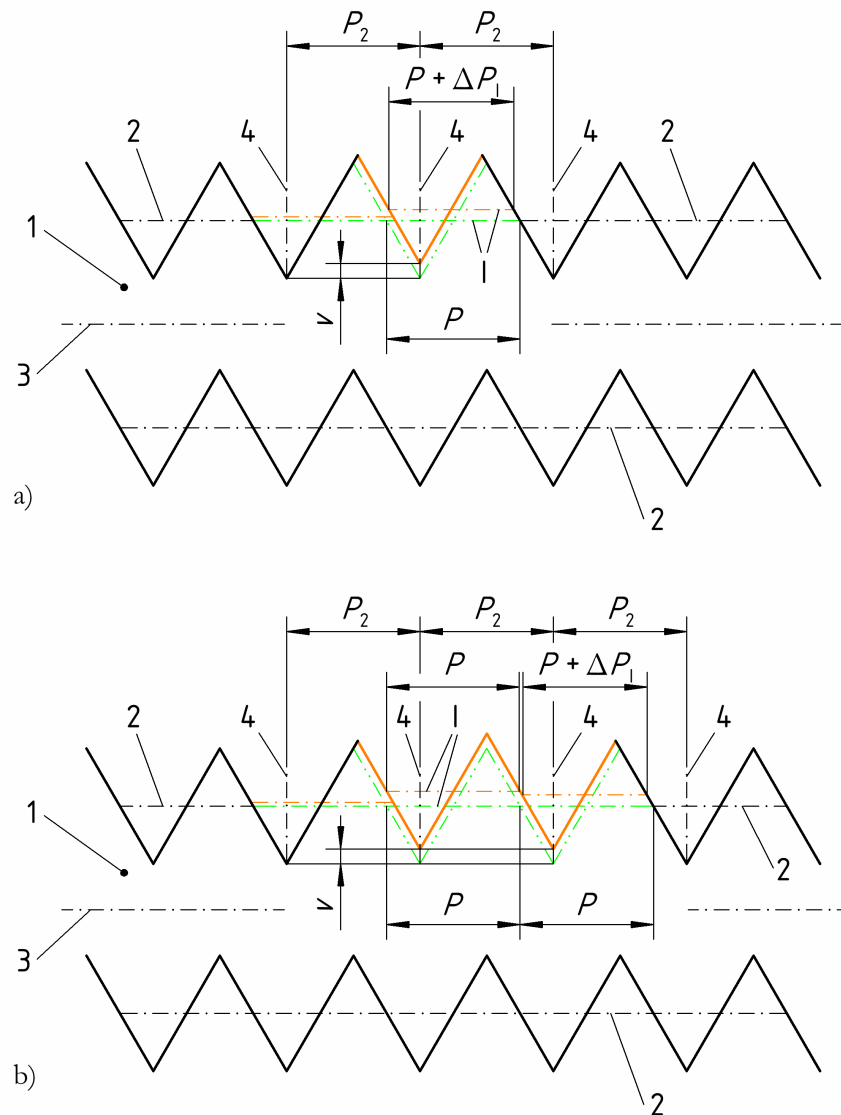
Da eine Flankendurchmesserlinie stets von drei benachbarten Gewindeflanken abhängig ist, wirkt sich die Verschiebung der beiden Gewindeflanken auf zwei Flankendurchmesserlinien aus. Diese beiden Flankendurchmesserlinien erfahren somit ebenfalls eine Verschiebung in radialer Richtung, wodurch sich die entsprechenden örtlichen Zylindrizitätsabweichungen des Flankendurchmesserzylinders ergeben.

Diese gehen außerdem, wie aus der Darstellung ersichtlich ist, mit örtlichen Teilungsabweichungen ΔP_1 einher. So ergibt sich bezüglich der Flankendurchmesserlinie I vor der Verschiebung der beiden Gewindeflanken um den Betrag v die geometrisch-ideale Teilung P und nach der Verschiebung der beiden Gewindeflanken schließlich die abweichende Teilung $P + \Delta P_1$.

Diese gemeinsam mit den örtlichen Zylindrizitätsabweichungen des Flankendurchmesserzylinders auftretenden örtlichen Teilungsabweichungen erklären sich aus der Tatsache, dass die Teilung entsprechend ihrer Definition auf den Schnittpunkt von Gewindeflanke und Flankendurchmesserlinie bezogen ist.

Bemerkenswert ist, dass die in diesem Fall entstandenen örtlichen Teilungsabweichungen keinen Einfluss auf die Zweiflankenteilung P_2 des dargestellten Gewindes ausüben. Die Zweiflankenteilung weist, auch im entsprechenden Bereich des Gewindes, keine Abweichung auf. Dies ist darin begründet, dass beide Gewindeflanken um denselben Betrag v in radialer Richtung verschoben wurden. Im Gegensatz zur Teilung ist die Zweiflankenteilung nicht auf den Schnittpunkt von Gewindeflanke und Flankendurchmesserlinie, sondern auf den innerhalb der Gewindelücke liegenden Schnittpunkt von Profilmittellinie und Flankendurchmesserlinie bezogen.

Bei der messtechnischen Erfassung und Bewertung von Gewinden sollten diese Zusammenhänge Beachtung finden. An einem Gewinde gemessene Abweichungen der Teilung können somit durch Zylindrizitätsabweichungen des Flankendurchmesserzylinders begründet sein. Gleichzeitig können sich Unterschiede zwischen den ermittelten Abweichungen der Teilung und der Zweiflankenteilung ergeben. Gleiches gilt selbstverständlich entsprechend auch für die Abweichungen der Steigung und der Zweiflankensteigung.



- 1 Außengewinde mit Zylindrizitätsabweichungen des Flankendurchmesserzylinders
- 2 Flankendurchmesserlinie
- 3 Achse des Flankendurchmessers
- 4 Profilmittellinie
- Gewindeflanke vor der Verschiebung um ν
- Gewindeflanke nach der Verschiebung um ν
- Flankendurchmesserlinie vor der Verschiebung der Gewindeflanken um ν
- Flankendurchmesserlinie nach der Verschiebung der Gewindeflanken um ν

Bild 4.25 – Zylindrizitätsabweichungen des Flankendurchmesserzylinders und örtliche Teilungsabweichungen eines zylindrischen Außengewindes, verursacht durch die Verschiebung von a) zwei Gewindeflanken und von b) vier Gewindeflanken

Bei dem in Bild 4.25 b) dargestellten zylindrischen Außengewinde wurden im betrachteten Axialschnitt vier benachbarte Gewindeflanken um den Betrag v in radialer Richtung nach außen verschoben. In diesem Fall wurden bei der Fertigung des Gewindes somit jeweils vier benachbarte Gewindeflanken gemeinsam durch das Gewindewerkzeug erzeugt. Dabei traten erneut die bezüglich Bild 4.25 a) bereits beschriebenen Abweichungen der Relativbewegung zwischen Gewindewerkzeug und Werkstück auf.

Die Verschiebung der vier Gewindeflanken wirkt sich schließlich auf drei Flankendurchmesserlinien aus. Deren Verschiebung in radialer Richtung führt zu den entsprechenden örtlichen Zylindrizitätsabweichungen des Flankendurchmesserzylinders.

Bezüglich der Flankendurchmesserlinie I ergibt sich in diesem Fall allerdings keine örtliche Teilungsabweichung, da diese Flankendurchmesserlinie von drei gemeinsam um den Betrag v verschobenen Gewindeflanken abhängig ist. Damit wird deutlich, dass eine örtliche Zylindrizitätsabweichung des Flankendurchmesserzylinders nicht in jedem Fall mit einer örtlichen Teilungsabweichung einhergehen muss.

Das in Bild 4.26 dargestellte zylindrische eingängige Außengewinde weist Zylindrizitätsabweichungen des Flankendurchmesserzylinders auf. Entsprechend der Definition des Paarungsflankendurchmessers erfolgt die Paarung mit einem gedachten geometrisch-idealen Innengewinde, dessen Flankendurchmesser dem Paarungsflankendurchmesser des Außengewindes bezüglich der Einschraublänge l_E entspricht.

Aufgrund der örtlichen Zylindrizitätsabweichungen des Flankendurchmesserzylinders weist das betrachtete Außengewinde im dargestellten Axialschnitt innerhalb der Einschraublänge l_E vier örtliche Flankendurchmesser auf. Da sich innerhalb der Einschraublänge l_E jedoch eine unendliche Anzahl von Axialschnitten beschreiben lässt, ergibt sich folglich auch eine unendliche Anzahl örtlicher Flankendurchmesser. Für jeden dieser örtlichen Flankendurchmesser ergibt sich ein örtlicher Paarungsausgleichsbetrag E_{Ci} .

Dabei gilt:

$$E_{Ci} = \pm(y_{ai} + y_{bi}) \quad (i = 1, 2, 3, \dots). \quad (4.89)$$

Bei dem in Bild 4.26 dargestellten Außengewinde befinden sich ΔC_{Ip} und ΔC_{In} gemeinsam in einem Axialschnitt. Außerdem liegen ΔC_{Ip} und ΔC_{In} zweimal, jeweils bezüglich zweier gegenüberliegender Flankendurchmesserlinien vor.

Dies führt zum einen dazu, dass die Achse des Flankendurchmessers und damit auch die Achse des Referenzzylinders nicht nur wie vorausgesetzt parallel, sondern sogar koaxial zur Achse des Paarungsflankendurchmessers sind. Diese Koaxialität ist jedoch nicht weiter von Belang.

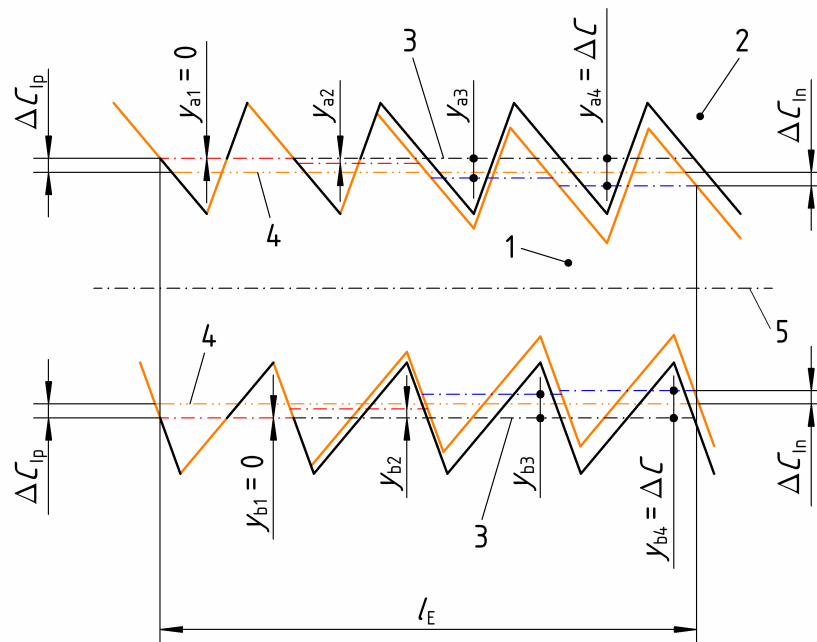
Zum anderen ergeben sich bezüglich des örtlichen Paarungsausgleichsbetrages E_{Ci} für $i = 1$ und $i = 4$ die beiden möglichen Grenzfälle.

Mit:

$$y_{a1} = y_{b1} = 0 \quad (4.90) \quad \text{und} \quad y_{a4} = y_{b4} = \Delta C \quad (4.91)$$

ergibt sich für das in Bild 4.26 dargestellte Außengewinde:

$$E_{C1} = 0 \quad (4.92) \quad \text{und} \quad E_{C4} = 2\Delta C. \quad (4.93)$$



- 1 betrachtetes Außengewinde mit Zylindrizitätsabweichungen des Flankendurchmesserzylinders
 - 2 gedachtes geometrisch-ideales Innengewinde
 - 3 Flankendurchmesserlinie
 - 4 Referenzzyylinder
 - 5 Achse des Flankendurchmessers, Achse des Referenzzylinders und Achse des Paarungsflankendurchmessers
- Flankendurchmesserlinie im Bereich positiver örtlicher Zylindrizitätsabweichungen des Flankendurchmesserzylinders
- Flankendurchmesserlinie im Bereich negativer örtlicher Zylindrizitätsabweichungen des Flankendurchmesserzylinders

Bild 4.26 – aus den Zylindrizitätsabweichungen des Flankendurchmesserzylinders resultierende Paarungsausgleichsbeträge eines zylindrischen eingängigen Außengewindes

Bezüglich der innerhalb der Einschraublänge l_E vorliegenden Zylindrizitätsabweichung des Flankendurchmesserzylinders ΔC gilt somit für beliebige E_{Ci} zylindrischer Gewinde:

$$0 \leq |E_{Ci}| \leq 2\Delta C. \quad (4.94)$$

Die Ermittlung der Werte für beliebige y_{ai} , y_{bi} und E_{Ci} sowie deren Zuordnung zum zugehörigen örtlichen Flankendurchmesser setzt eine entsprechend vollständige messtechnische Erfassung des betrachteten Gewindes voraus. Falls diese erfolgt, ist jedoch die direkte Bestimmung des Paarungsflankendurchmessers aus dem erfassten messtechnischen Modell des Gewindes sinnvoller (siehe Abschnitt 6.3.3). Die einzelnen örtlichen Paarungsausgleichsbeträge E_{Ci} sind in diesem Fall dann nicht von Bedeutung.

Da jedoch die Werte für beliebige y_{ai} , y_{bi} und E_{Ci} sowie die zugehörigen örtlichen Flankendurchmesser im Allgemeinen nicht bekannt sind, ist lediglich die näherungsweise Berechnung des Paarungsausgleichsbetrages E_C unter Einführung des Koeffizienten k_{EC} möglich. Für diesen Koeffizienten soll gelten $0 \leq k_{EC} \leq 1$.

Der Paarungsausgleichsbetrag E_C ist sowohl von der Anzahl der Gewindegänge als auch von den Gewindeflankenwinkeln unabhängig. Für ein- oder mehrgängige zylindrische symmetrische oder zylindrische unsymmetrische Gewinde ergibt sich somit:

$$E_C = \pm 2k_{EC} \cdot \Delta C. \quad (4.95)$$

Bei der Betrachtung eines wirklichen Gewindes muss der Koeffizient k_{EC} entsprechend den vorliegenden Anforderungen festgelegt werden. Ein Wert von $k_{EC} = 0,5$ führt zu einem Paarungsausgleichsbetrag E_C , der näherungsweise einen mittleren Wert aus den tatsächlich vorliegenden örtlichen Paarungsausgleichsbeträgen E_{Ci} darstellt. Soll jedoch der größte überhaupt mögliche Paarungsausgleichsbetrag E_C bestimmt werden, ist der Koeffizient als $k_{EC} = 1$ festzulegen.

Die dargestellten Zusammenhänge gelten entsprechend auch für kegelige Gewinde. Im Gegensatz zu den in DIN EN ISO 12180-1 [62] festgelegten Zylindrizitätsabweichungen finden sich bezüglich der Abweichungen von der geometrisch-idealen Kegelform in den bestehenden Normen jedoch keine entsprechenden Definitionen. Dessen ungeachtet ist es natürlich dennoch möglich diese Abweichungen, dem in DIN EN ISO 12180-1 dargestellten Prinzip folgend, in einer entsprechend auf die Belange des Kegels übertragenen Weise zu betrachten.

Das in Bild 4.27 im Axialschnitt dargestellte kegelige Außengewinde weist Abweichungen des Flankendurchmesserkegels von der geometrisch-idealen Kegelform auf.

Der Flankendurchmesserkegel wird aus der Gesamtheit der Flankendurchmesserlinien des Gewindes gebildet. Nach seiner messtechnischen Erfassung lässt sich dem Flankendurchmesserkegel nach der Methode der kleinsten Abweichungsquadrate ein Referenzkegel zuordnen. Der geometrisch-ideale Referenzkegel weist dabei das Nenn-Kegelverhältnis des jeweiligen Gewindes auf.

Die Achse des Flankendurchmessers und die Achse des Referenzkegels werden für die Betrachtungen in der vorliegenden Arbeit als koaxial vorausgesetzt.

Für jede Flankendurchmesserlinie ergibt sich, als Abstand vom Referenzkegel und senkrecht zu dessen Kegelmantel, die zugehörige örtliche Abweichung des Flankendurchmesserkegels von der geometrisch-idealen Kegelform. Diese weist, entsprechend der Lage der Flankendurchmesserlinie in Bezug zum Referenzkegel, ein positives oder ein negatives Vorzeichen auf. Sie ist negativ, wenn die Flankendurchmesserlinie vom Referenzkegel ausgehend in Richtung der Materialseite liegt.⁵

⁵ Würde es sich bei dem in Bild 4.27 dargestellten Gewinde um ein Innengewinde handeln, wären die Vorzeichen der örtlichen Abweichungen des Flankendurchmesserkegels von der geometrisch-idealen Kegelform bezüglich der dargestellten Flankendurchmesserlinien umgekehrt. $\Delta C'_{lp}$ und $\Delta C'_{ln}$ würden dementsprechend in der Darstellung die Plätze tauschen.

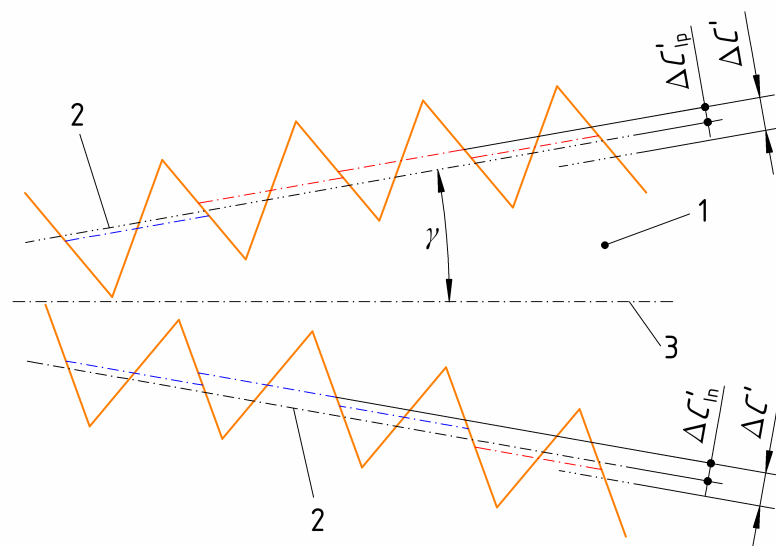
Aus der größten positiven örtlichen Abweichung $\Delta C'_{ip}$ und der bezüglich ihres Betrages größten negativen örtlichen Abweichung $\Delta C'_{in}$ ergibt sich schließlich die Abweichung des Flankendurchmesserkegels von der geometrisch-idealen Kegelform $\Delta C'$.

Für diese gilt:

$$\Delta C' = \Delta C'_{ip} - \Delta C'_{in} \quad (4.96)$$

Bei dem in Bild 4.27 dargestellten Gewinde befinden sich $\Delta C'_{ip}$ und $\Delta C'_{in}$ gemeinsam in einem Axialschnitt. Dies ist bei wirklichen Gewinden allerdings kaum der Fall und dient auch hier lediglich der Anschaulichkeit der Darstellung.

Aus Bild 4.27 wird außerdem deutlich, dass aufgrund der örtlichen Abweichungen des Flankendurchmesserkegels von der geometrisch-idealen Kegelform auch ein wirkliches kegeliges Gewinde stets eine unendliche Anzahl von örtlichen Flankendurchmessern d_{2l} bzw. D_{2l} aufweist.



- 1 Außengewinde mit Abweichungen des Flankendurchmesserkegels von der geometrisch-idealen Kegelform
- 2 Referenzkegel
- 3 Achse des Flankendurchmessers und Achse des Referenzkegels
- Flankendurchmesserlinie im Bereich positiver örtlicher Abweichungen des Flankendurchmesserkegels von der geometrisch-idealen Kegelform
- Flankendurchmesserlinie im Bereich negativer örtlicher Abweichungen des Flankendurchmesserkegels von der geometrisch-idealen Kegelform

Bild 4.27 – kegeliges Außengewinde mit Abweichungen des Flankendurchmesserkegels von der geometrisch-idealen Kegelform

Abweichungen des Flankendurchmesserkegels von der geometrisch-idealen Kegelform entstehen in der gleichen Weise wie die Zylindrizitätsabweichungen des Flankendurchmesserzylinders der zylindrischen Gewinde. Sie können daher ebenso mit örtlichen Teilungs- oder Steigungsabweichungen einhergehen.

Bild 4.28 zeigt ein kegeliges eingängiges Außengewinde, welches Abweichungen des Flankendurchmesserkegels von der geometrisch-idealen Kegelform aufweist. Auch hier erfolgt entsprechend der Definition des Paarungsflankendurchmessers die Paarung mit einem gedachten geometrisch-idealen Innengewinde, dessen Flankendurchmesser dem Paarungsflankendurchmesser des Außengewindes bezüglich der Einschraublänge l_E entspricht.

Aufgrund der örtlichen Abweichungen des Flankendurchmesserkegels von der geometrisch-idealen Kegelform weist das betrachtete Außengewinde im dargestellten Axialschnitt innerhalb der Einschraublänge l_E vier Paare gegenüberliegender Flankendurchmesserlinien auf, aus denen sich die zugehörigen örtlichen Flankendurchmesser bestimmen lassen. Auch beim kegeligen Gewinde lässt sich innerhalb der Einschraublänge l_E eine unendliche Anzahl von Axialschnitten beschreiben. Folglich ergibt sich dabei eine unendliche Anzahl von Paaren gegenüberliegender Flankendurchmesserlinien einschließlich der zugehörigen örtlichen Flankendurchmesser. Für jeden dieser örtlichen Flankendurchmesser ergibt sich ein örtlicher Paarungsausgleichsbetrag E_{Gi} .

Dabei gilt auch für kegelige Gewinde die Gleichung (4.89).

Weiterhin ergibt sich:

$$y_{ai} = \frac{y'_{ai}}{\cos \gamma} \quad (4.97) \quad \text{und} \quad y_{bi} = \frac{y'_{bi}}{\cos \gamma}. \quad (4.98)$$

Damit wird Gleichung (4.89) zu:

$$E_{Gi} = \pm \left(\frac{y'_{ai} + y'_{bi}}{\cos \gamma} \right). \quad (4.99)$$

Auch bei dem in Bild 4.28 dargestellten Außengewinde befinden sich $\Delta C'_{Ip}$ und $\Delta C'_{In}$ gemeinsam in einem Axialschnitt. Außerdem liegen $\Delta C'_{Ip}$ und $\Delta C'_{In}$ zweimal, jeweils bezüglich zweier gegenüberliegender Flankendurchmesserlinien vor.

Dies führt zum einen dazu, dass die Achse des Flankendurchmessers und damit auch die Achse des Referenzkegels nicht nur wie vorausgesetzt parallel, sondern sogar koaxial zur Achse des Paarungsflankendurchmessers sind. Auch hier ist diese Koaxialität jedoch nicht weiter von Bedeutung.

Zum anderen ergeben sich erneut bezüglich des örtlichen Paarungsausgleichsbetrages E_{Gi} für $i = 1$ und $i = 4$ die beiden möglichen Grenzfälle.

Mit:

$$y'_{a1} = y'_{b1} = 0 \quad (4.100) \quad \text{und} \quad y'_{a4} = y'_{b4} = \Delta C' \quad (4.101)$$

ergibt sich für das in Bild 4.28 dargestellte Außengewinde:

$$E_{C1} = 0 \quad (4.102) \quad \text{und} \quad E_{C4} = 2 \cdot \frac{\Delta C'}{\cos \gamma}. \quad (4.103)$$

Bezüglich der innerhalb der Einschraublänge l_E vorliegenden Abweichung des Flankendurchmesserkegels von der geometrisch-idealen Kegelform $\Delta C'$ gilt somit für beliebige E_{Ci} kegeliger Gewinde:

$$0 \leq |E_{Ci}| \leq 2 \cdot \frac{\Delta C'}{\cos \gamma}. \quad (4.104)$$

Auch bei kegeligen Gewinden ist eine entsprechend vollständige messtechnische Erfassung die Voraussetzung für die Ermittlung der Werte für beliebige y'_{ai} , y'_{bi} und E_{Ci} und der zugehörigen örtlichen Flankendurchmesser. Auch in diesem Fall ist dann jedoch die direkte Bestimmung des Paarungsflankendurchmessers aus dem erfassten messtechnischen Modell des Gewindes sinnvoller (siehe Abschnitt 6.3.3). Die einzelnen örtlichen Paarungsausgleichsbeträge E_{Ci} sind dann nicht von Bedeutung.

Im Allgemeinen sind jedoch die Werte für beliebige y'_{ai} , y'_{bi} und E_{Ci} sowie die zugehörigen örtlichen Flankendurchmesser nicht bekannt. Daher ist auch für die kegeligen Gewinde lediglich die näherungsweise Berechnung des Paarungsausgleichsbetrages E_C unter Anwendung des Koeffizienten k_{EC} möglich. Für diesen soll erneut gelten $0 \leq k_{EC} \leq 1$.

Der Paarungsausgleichsbetrag E_C ist auch im Falle kegeliger Gewinde sowohl von der Anzahl der Gewindegänge als auch von den Gewindeflankenwinkeln unabhängig. Für kegelige Gewinde ergibt sich somit:

$$E_C = \pm 2 k_{EC} \frac{\Delta C'}{\cos \gamma}. \quad (4.105)$$

Hinsichtlich der notwendigen Festlegung des Koeffizienten k_{EC} gelten auch hier die bereits bezüglich der zylindrischen Gewinde ausgeführten Grundsätze.

Die bei einem wirklichen zylindrischen oder kegeligen Gewinde im Zusammenhang mit den Formabweichungen des Flankendurchmesserzylinders oder des Flankendurchmesserkegels auftretenden örtlichen Teilungsabweichungen können gegebenenfalls die innerhalb der Einschraublänge l_E vorliegende Gesamtteilungsabweichung ΔP_{Ges} beeinflussen. Ist dies der Fall, wirken sie sich über die Paarungsausgleichsbeträge E_{PP} (siehe Abschnitt 4.2) bzw. E_P (siehe Abschnitt 4.4) schließlich auch auf den Paarungsausgleichsbetrag E aus (siehe Abschnitt 4.9).

4.9 Gemeinsame Wirkung aller Einflussgrößen

Wirkliche Gewinde weisen grundsätzlich alle der in den Abschnitten 4.2 bis 4.8 untersuchten Abweichungen von der idealen Geometrie im Bereich der Gewindeflanken auf. Die dabei im Einzelfall vorliegenden Abweichungen verursachen mit jeweils bestimmten Werten in ihrer gemeinsamen Wirkung – bezüglich der betrachteten Einschraublänge l_E – den entsprechenden Paarungsflankendurchmesser d_{2p} bzw. D_{2p} .

Aufgrund der vorliegenden Abweichungen ergibt sich ferner für das betrachtete wirkliche Gewinde innerhalb der Einschraublänge l_E eine unendliche Anzahl örtlicher Flankendurchmesser d_{2i} bzw. D_{2i} . Für jeden dieser örtlichen Flankendurchmesser resultiert entsprechend den Gleichungen (2.1) und (2.2) ein zugehöriger örtlicher Paarungsausgleichsbetrag E .

Die Ermittlung der Werte beliebiger örtlicher Paarungsausgleichsbeträge E sowie deren Zuordnung zum zugehörigen örtlichen Flankendurchmesser ist selbstverständlich nur nach einer entsprechend vollständigen messtechnischen Erfassung des betrachteten Gewindes möglich. Wie bereits festgestellt, lässt sich aus dieser jedoch der Paarungsflankendurchmesser d_{2p} bzw. D_{2p} direkt bestimmen (siehe Abschnitt 6.3.3). Die Kenntnis der einzelnen örtlichen Paarungsausgleichsbeträge E ist in einem solchen Fall nicht von Belang.

Im Allgemeinen erfolgt jedoch keine entsprechend vollständige messtechnische Erfassung des Gewindes. Somit ist lediglich die näherungsweise Berechnung des Paarungsausgleichsbetrages E möglich.

Dieser beinhaltet dabei die einzelnen in den Abschnitten 4.2 bis 4.8 ermittelten Paarungsausgleichsbeträge. Die zugehörige Systematik wurde bereits in Bild 2.6 verdeutlicht.

Der Paarungsausgleichsbetrag E soll schließlich auf Basis der Summe aus den Paarungsausgleichsbeträgen E_p , E_f und E_c bestimmt werden. Auch dies stellt eine Näherungslösung dar, die dem überaus komplexen Zusammenspiel der tatsächlich vorliegenden Abweichungen im Bereich der Gewindeflanken geschuldet ist.

So weisen die betreffenden Abweichungen im Falle eines wirklichen Gewindes über die Einschraublänge l_E selbstverständlich keine konstanten Werte auf. Die bei der Berechnung der Paarungsausgleichsbeträge E_p , E_f und E_c jeweils zugrunde gelegten Werte der entsprechenden Abweichungen liegen folglich am betrachteten Gewinde nicht immer örtlich gemeinsam vor.

Außerdem sind die betreffenden, die Paarungsausgleichsbeträge E_p , E_f und E_c beeinflussenden Abweichungen in ihrer Wirkung auf den Paarungsausgleichsbetrag E nicht vollständig unabhängig voneinander. Je nach Art des örtlichen Aufeinandertreffens der vorliegenden Abweichungen kann es zur gegenseitigen Beeinflussung bezüglich der Wirkung auf den jeweiligen einzelnen Paarungsausgleichsbetrag und damit auch auf den Paarungsausgleichsbetrag E kommen.

In Abschnitt 5.2 ist eine solche mögliche gegenseitige Beeinflussung am Beispiel der Gewindeflankenwinkelabweichungen und der Geradheitsabweichungen der Gewindeflanken eingehend dargestellt.

Die näherungsweise Berechnung des Paarungsausgleichsbetrages E soll somit schließlich unter Einführung des Koeffizienten k_E erfolgen. Für diesen Koeffizienten soll gelten $k_E > 0$.

Für den Paarungsausgleichsbetrag E ergibt sich damit für zylindrische und kegelige Gewinde:

$$E = k_E \cdot (E_p + E_F + E_C). \quad (4.106)$$

Im Allgemeinen sollten die am wirklichen Gewinde tatsächlich vorliegenden örtlichen Paarungsausgleichsbeträge E etwas kleiner sein als die Summe aus E_p , E_F und E_C . Bei der Bestimmung des Koeffizienten k_E ist allerdings zu berücksichtigen, dass dieser nicht nur vom Zusammenspiel aller Abweichungen im Bereich der Gewindeflanken, sondern auch von der vorherigen Festlegung der Koeffizienten k_{EFR} und k_{EC} abhängig ist.

Werden die zur Berechnung der Paarungsausgleichsbeträge E_F und E_C erforderlichen Koeffizienten k_{EFR} und k_{EC} zu klein festgelegt, sind für den Koeffizienten k_E durchaus auch Werte > 1 denkbar. Ein solches Vorgehen ist bei der Berechnung des Paarungsausgleichsbetrages E jedoch ungünstig und sollte vermieden werden.

Da bei den entsprechenden Betrachtungen jedoch zumeist der größte mögliche oder ein sich aus den vorherrschenden Abweichungen des Gewindes ergebender charakteristischer Wert des Paarungsausgleichsbetrages E ermittelt werden soll, ist es in vielen Fällen sinnvoll, für den Koeffizienten k_E einen Wert von 1 festzulegen.

Auf Grundlage des so ermittelten Paarungsausgleichsbetrages E kann schließlich näherungsweise der Paarungsflankendurchmesser des betrachteten wirklichen Gewindes bezüglich der Einschraublänge l_E berechnet werden.

Aus den Gleichungen (2.1) und (2.2) ergibt sich für Außengewinde:

$$d_{2p} = d_{2l} + E \quad (4.107)$$

und für Innengewinde:

$$D_{2p} = D_{2l} + E. \quad (4.108)$$

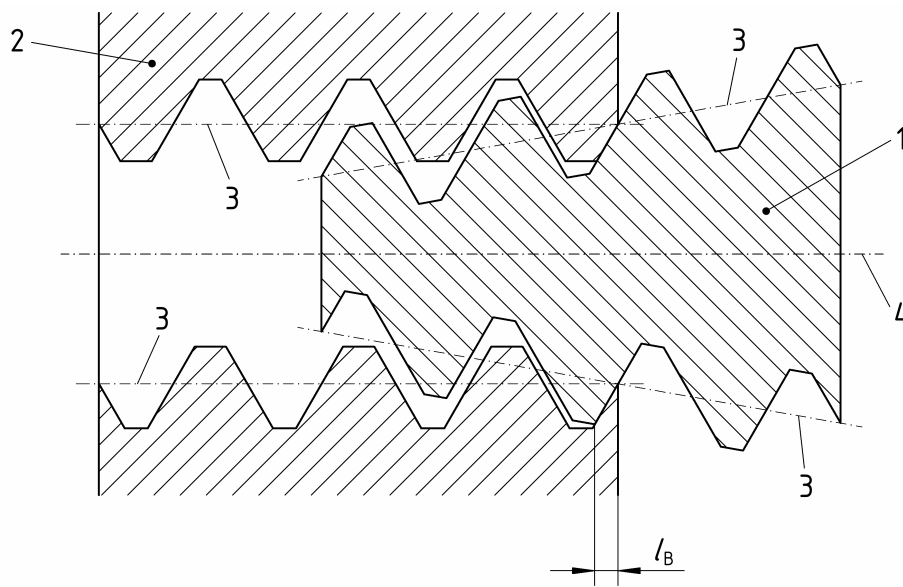
Dabei entsprechen d_{2l} bzw. D_{2l} jeweils einem innerhalb der Einschraublänge l_E vorliegenden örtlichen Flankendurchmesser.

4.10 Besonderheiten bei der Paarung kegeliger Außengewinde mit zylindrischen Innengewinden

Bei einigen Gewindearten erfolgt die Paarung kegeliger Außengewinde mit zylindrischen Innengewinden. Dies ist insbesondere bei den in DIN 158-1 [55] und bei den in DIN EN 10226-1 [29] bzw. ISO 7-1 [27], [28] genormten Gewinden der Fall.

Der Definition des Paarungsflankendurchmessers entsprechend, erfolgt dessen Bestimmung durch die Paarung des betrachteten Gewindes mit dem gedachten geometrisch-idealen Gegenstück mit dem entsprechenden Nennprofil. Dabei ist selbstverständlich auch zu berücksichtigen, ob es sich bei dem geometrisch-idealen Gegenstück um ein zylindrisches oder um ein kegeliges Gewinde handelt.

Für die betreffenden Gewindearten ergibt sich daher, dass ein betrachtetes kegeliges Außengewinde mit einem gedachten geometrisch-idealen zylindrischen Innengewinde zu paaren ist, während dies bei einem betrachteten zylindrischen Innengewinde in gleicher Weise mit einem gedachten geometrisch-idealen kegeligen Außengewinde der Fall ist.



- 1 kegeliges Außengewinde
- 2 zylindrisches Innengewinde
- 3 Flankendurchmesserlinie
- 4 Achse des Flankendurchmessers des Außengewindes und des Innengewindes

Bild 4.29 – Paarung eines kegeligen Außengewindes mit einem zylindrischen Innengewinde

Die Paarung eines kegeligen Außengewindes mit einem zylindrischen Innengewinde ist in Bild 4.29 dargestellt.⁶

Es wird deutlich, dass sich dabei Besonderheiten hinsichtlich der Bestimmung des Paarungsflankendurchmessers ergeben. Eine tatsächliche Berührung der Gewindeflanken beider Gewinde ist nicht über die gesamte Einschraublänge möglich, sondern erfolgt ausschließlich in einem kleinen Bereich am Gewindeanfang der Einschraubseite des zylindrischen Innengewindes, in Bild 4.29 als l_B gekennzeichnet.

Diese parallel zur Einschraublänge verlaufende Berührungslänge l_B ist von verschiedenen Einflüssen abhängig und daher schwer zu bestimmen. Sie wird von den Nennprofilen der beteiligten Gewinde, einschließlich des Kegelwinkels, aber auch von den tatsächlich vorliegenden Abweichungen im Bereich der Gewindeflanken beeinflusst.

⁶ Die in Bild 4.29 dargestellten Gewinde sind geometrisch-ideal. Die Achsen des Flankendurchmessers beider Gewinde werden dabei als koaxial angenommen.

Auch die jeweilige Ausführung des Gewindeanfanges des zylindrischen Innengewindes ist für die Berührungslänge l_b von entscheidender Bedeutung.

Diesen Besonderheiten wird auch bei der Prüfung der betreffenden Gewinde mit den genormten Lehren Rechnung getragen. So erfolgt die Prüfung der kegeligen Außengewinde entsprechend DIN 158-2 [64], DIN EN 10226-3 [35] und ISO 7-2 [34] mit zylindrischen Gewinde-Grenzlehrringen. Die zylindrischen Innengewinde werden entsprechend DIN EN 10226-3 und ISO 7-2 mit kegeligen Gewinde-Grenzlehrdornen geprüft. Die genannten Lehren verkörpern dabei den jeweils entsprechenden Paarungsflankendurchmesser.

Betrachtungen zur Berechnung des Paarungsflankendurchmessers und des Paarungsausgleichsbetrages E sind bei diesen Gewinden daher im Allgemeinen weder erforderlich noch sinnvoll. Sollen sie in bestimmten Fällen dennoch vorgenommen werden, sind die folgenden Punkte zu beachten:

- Aufgrund der kleinen Berührungslänge l_b spielen die Abweichungen der Teilung oder der Steigung nur eine geringe Rolle und können somit vernachlässigt werden. Es gilt dann $E_{pp} = 0$ und $E_p = E_{pg}$.
- Ebenfalls bedingt durch die kleine Berührungslänge l_b haben die Geradheitsabweichungen der Mantellinien und die Parallelitätsabweichungen der sich im Axialschnitt gegenüberliegenden Mantellinien des Flankendurchmesserzylinders sowie die Geradheitsabweichungen der Mantellinien und die Abweichungen des Kegelwinkels zwischen den sich im Axialschnitt gegenüberliegenden Mantellinien des Flankendurchmesserkegels nur geringen Einfluss auf den Paarungsausgleichsbetrag E_C . Dieser wird statt dessen vorrangig von den im Bereich der Berührungslänge l_b vorliegenden Rundheitsabweichungen des Flankendurchmesserzylinders bzw. des Flankendurchmesserkegels bestimmt.
- Hinsichtlich der anderen, den Paarungsflankendurchmesser beeinflussenden Abweichungen sind für diese bei der Berechnung der betreffenden Paarungsausgleichsbeträge die Werte zu berücksichtigen, die im Bereich der Berührungslänge l_b vorliegen.
- Der Bereich der Berührungslänge l_b ist für das betrachtete Gewinde in geeigneter Weise abzuschätzen und festzulegen.
- Da die Ausführung des Gewindeanfanges des zylindrischen Innengewindes die Paarung beider Gewinde entscheidend beeinflusst, besteht grundsätzlich die Gefahr der Berechnung eines nicht zutreffenden Paarungsausgleichsbetrages bzw. Paarungsflankendurchmessers.

5 Versuche zur Bestimmung von Paarungsausgleichsbeträgen

5.1 Vorbetrachtung

Die in Abschnitt 4 vorgenommene Analyse der Einflussgrößen auf den Paarungsflankendurchmesser hat gezeigt, dass lediglich eine näherungsweise Berechnung des Paarungsausgleichsbetrages E und damit auch des Paarungsflankendurchmessers eines wirklichen Gewindes möglich ist.

Die grundsätzliche Eignung der in Abschnitt 4 enthaltenen Betrachtungen zur hinreichend genauen Analyse und Beurteilung wirklicher Gewinde wurde daher auch anhand von Versuchen zur Bestimmung von Paarungsausgleichsbeträgen untersucht und hinsichtlich bestehender Grenzen bewertet.

Die Versuche basieren auf der Paarung eines Innengewindes mit verschiedenen Außengewinden. Dabei verkörpert das annähernd geometrisch-ideale Innengewinde einen bestimmten Paarungsflankendurchmesser. Die Außengewinde sind mit vorgegebenen Abweichungen als Einflussgrößen auf den Paarungsflankendurchmesser ausgeführt. Jedes der Außengewinde weist eine annähernd konstant fortschreitende Teilungsabweichung ΔP auf. Für eine vorgesehene Einschraublänge $l_E = 10P$ ergibt sich somit eine Gesamtteilungsabweichung ΔP_{Ges} und aus dieser – unter Berücksichtigung der Wirkung aller Einflussgrößen auf den Paarungsflankendurchmesser – entsprechend den Gleichungen aus Abschnitt 4 ein Paarungsausgleichsbetrag E .

Der Flankendurchmesser der Außengewinde ist um diesen Paarungsausgleichsbetrag E kleiner ausgeführt als der Paarungsflankendurchmesser, also der Flankendurchmesser des Innengewindes. Zur Beibehaltung des entsprechenden Gewindeprofils sind auch der Außendurchmesser und der Kerndurchmesser der Außengewinde um den Paarungsausgleichsbetrag E kleiner ausgeführt.

Schließlich werden die Außengewinde mit dem Innengewinde bis zur spielfreien Anlage gepaart. Aus den dann tatsächlich vorliegenden Einschraublängen lassen sich letztendlich Rückschlüsse auf die Eignung der in Abschnitt 4 enthaltenen Betrachtungen in Bezug auf wirkliche Gewinde ableiten.

5.2 Spezifikation der Prüflinge

Für die Versuche wurde das Metrische ISO-Gewinde gewählt, da dieses die mit Abstand am häufigsten auftretende Gewindeart ist. Zudem fiel die Entscheidung auf das Gewinde M30 x 3. Diese Kombination aus Gewinde-Nennendurchmesser und Steigung ermöglicht eine sehr hohe Genauigkeit bei der Fertigung – besonders mit Hinblick auf das Innengewinde – und gleichfalls günstige Bedingungen bei der Messung der Gewinde. Unerwünschte geometrische Abweichungen der Prüflinge konnten somit minimiert werden.

Das annähernd geometrisch-ideale Innengewinde wird durch den Prüfling Pr-01 verkörpert. Die bei den Außengewinden (Prüflinge Pr-02 bis Pr-10) vorgesehenen Nennabweichungen als Einflussgrößen auf den Paarungsflankendurchmesser und die sich daraus ergebenden Paarungsausgleichsbeträge weisen Werte auf, wie sie hinsichtlich

ihrer Größe auch bei wirklichen Gewinden in der industriellen Praxis vorkommen können.

Die Nennabweichungen als Einflussgrößen auf den Paarungsflankendurchmesser für $l_E = 10P$ gehen aus Tabelle 5.1 hervor. Sie wurden derart gewählt, dass mit der vorliegenden Anzahl von Prüflingen eine systematische Untersuchung der Eignung der in Abschnitt 4 enthaltenen Betrachtungen möglich wurde.

Während bei Prüfling Pr-02 ausschließlich die Gesamtteilungsabweichung ΔP_{Ges} vorliegt, wurden die Prüflinge Pr-03 bis Pr-05 zusätzlich mit den Gewindeflankenwinkelabweichungen $\Delta\beta_1$ und $\Delta\beta_2$ mit jeweils unterschiedlichen Vorzeichen versehen.

Die Prüflinge Pr-06 und Pr-07 weisen neben der Gesamtteilungsabweichung ΔP_{Ges} die Geradheitsabweichungen der Gewindeflanken ΔS_1 und ΔS_2 auf. Die Art der Geradheitsabweichungen der Gewindeflanken entspricht bei Prüfling Pr-06 dem Bild 4.18 b) und bei Prüfling Pr-07 dem Bild 4.18 a). Damit ergeben sich für diese beiden Prüflinge die entsprechenden Werte für die paarungswirksamen Geradheitsabweichungen der Gewindeflanken ΔS_{1P} und ΔS_{2P} .

Bei den Prüflingen Pr-08 bis Pr-10 liegen schließlich ΔP_{Ges} , $\Delta\beta_1$, $\Delta\beta_2$ sowie ΔS_{1P} und ΔS_{2P} gemeinsam vor. Auch bei diesen Prüflingen entspricht die Art der Geradheitsabweichungen der Gewindeflanken Bild 4.18 b).

Tabelle 5.1 – Nennabweichungen der Außengewinde für $l_E = 10P$

Werte der Längenmaße in mm

Prüfling	ΔP_{Ges}	$\Delta\beta_1$	$\Delta\beta_2$	ΔS_1	ΔS_2	ΔS_{1P}	ΔS_{2P}
Pr-02	+0,100	0	0	0	0	0	0
Pr-03	+0,050	+1°	+1°30'	0	0	0	0
Pr-04	+0,050	-1°	-1°30'	0	0	0	0
Pr-05	-0,050	+1°	-1°30'	0	0	0	0
Pr-06	+0,050	0	0	0,015	0,020	0,015	0,020
Pr-07	+0,050	0	0	0,015	0,020	0	0
Pr-08	-0,050	+1°	+1°30'	0,015	0,020	0,015	0,020
Pr-09	+0,050	-1°	-1°30'	0,015	0,020	0,015	0,020
Pr-10	+0,050	+1°	-1°30'	0,015	0,020	0,015	0,020

Keine Berücksichtigung bei den Nennabweichungen als Einflussgrößen auf den Paarungsflankendurchmesser der Prüflinge fanden die Rauheit der Gewindeflanken R_1 und R_2 und die Zylindrizitätsabweichung des Flankendurchmesserzylinders ΔC .

Wie in Abschnitt 4.6 bereits festgestellt wurde, verhält sich die Rauheit der Gewindeflanken hinsichtlich der Verursachung eines Paarungsausgleichsbetrages in gleicher Weise wie die Geradheitsabweichungen der Gewindeflanken.

Die Zylindrizitätsabweichung des Flankendurchmesserzylinders ergibt entsprechend Abschnitt 4.8 den lediglich näherungsweise berechenbaren Paarungsausgleichsbetrag E_C . Infolgedessen ist eine Berücksichtigung von Nennabweichungen bezüglich R_1 , R_2 und ΔC in den Versuchen nicht erforderlich.

Aus den Nennabweichungen der Außengewinde für $l_E = 10P$ wurden schließlich die resultierenden Paarungsausgleichsbeträge berechnet. Dem Nennprofil des Metrischen ISO-Gewindes [21] und damit auch dem Gewindeprofil der Prüflinge entsprechend,

ergibt sich für $P = 3$ die paarungswirksame Flankenteilüberdeckung zu $h_1 = 0,6495$ und $h_2 = 0,9745$ (vgl. Tabellen IV.1 und IV.2 in Anlage IV).

Die tatsächlich vorliegenden Werte für R_1 , R_2 und ΔC wurden durch die entsprechende Spezifikation der Prüflinge in engen Grenzen gehalten. Bei der Berechnung der Paarungsausgleichsbeträge sollen sie daher vernachlässigt werden. Somit gilt für alle Prüflinge die Annahme $R_1 = 0$, $R_2 = 0$ und $\Delta C = 0$. Damit entfallen bei der Berechnung der Paarungsausgleichsbeträge auch die Koeffizienten k_{EFR} und k_{EC} und es gilt $E_{\text{FR}} = 0$, $E_{\text{F}} = E_{\text{FS}}$ und $E_{\text{C}} = 0$. Für die Prüflinge Pr-02, Pr-06 und Pr-07 gilt außerdem $E_{\text{P}} = E_{\text{PP}}$. Ferner wird für alle Prüflinge für den Koeffizienten k_{E} ein Wert von 1 festgelegt. Die Angabe aller im Rahmen der Versuche ermittelten Paarungsausgleichsbeträge erfolgt grundsätzlich gerundet auf 0,0001 mm.

Die sich somit ergebenden Paarungsausgleichsbeträge gehen aus Tabelle 5.2 hervor. In der Tabelle sind neben den Werten der Paarungsausgleichsbeträge die Nummern der jeweils verwendeten Gleichungen vermerkt.

Tabelle 5.2 – berechnete Paarungsausgleichsbeträge der Außengewinde für $l_{\text{E}} = 10P$
Werte in mm

Prüfling	E_{P}		E_{F}		E	
	Wert	Gleichung	Wert	Gleichung	Wert	Gleichung
Pr-02	+0,1732	(4.5)	0	-	+0,1732	(4.106)
Pr-03	+0,1455	(4.54)	0	-	+0,1455	(4.106)
Pr-04	+0,1835	(4.55)	0	-	+0,1835	(4.106)
Pr-05	+0,1677	(4.56)	0	-	+0,1677	(4.106)
Pr-06	+0,0866	(4.5)	+0,0700	(4.81) bzw. (4.87)	+0,1566	(4.106)
Pr-07	+0,0866	(4.5)	0	-	+0,0866	(4.106)
Pr-08	+0,1455	(4.54)	+0,0700	(4.81) bzw. (4.87)	+0,2155	(4.106)
Pr-09	+0,1835	(4.55)	+0,0700	(4.81) bzw. (4.87)	+0,2535	(4.106)
Pr-10	+0,1677	(4.56)	+0,0700	(4.81) bzw. (4.87)	+0,2377	(4.106)

Im nächsten Schritt wurden die Nennmaße für den Außen-, den Flanken- und den Kerndurchmesser der Prüflinge bestimmt. Für das Innengewinde (Prüfling Pr-01) entsprechen diese bezüglich des Flanken- und des Kerndurchmessers den Werten aus Tabelle IV.1. Der Außendurchmesser wurde entsprechend einem Gewinde-Gutlehring nach DIN ISO 1502 [31] berechnet. Für die Außengewinde (Prüflinge Pr-02 bis Pr-10) ergeben sich die Nennmaße aus den Werten aus Tabelle IV.2 abzüglich der in Tabelle 5.2 enthaltenen und zuvor auf 0,001 mm gerundeten Werte für den jeweiligen Paarungsausgleichsbetrag E . Die Nennmaße für den Außen-, den Flanken- und den Kerndurchmesser der Prüflinge gehen aus den Bildern IV.1 und IV.3 in Anlage IV hervor.

Ergänzend zur vorgenommenen Berechnung der Paarungsausgleichsbeträge wurden alle Prüflinge mittels CAD-Software im Axialschnitt so modelliert, dass sich eine spielfreie Paarung der Außengewinde über die vorgesehene Einschraublänge $l_{\text{E}} = 10P$ mit dem Innengewinde ergab. Während das Innengewinde dabei mit den Nennmaßen nach Bild IV.1 ausgeführt wurde, ergaben sich für die Außengewinde – unter Beibehaltung des jeweiligen Gewindeprofils – entsprechend kleinere Flankendurchmesser und damit die jeweils zugehörigen Paarungsausgleichsbeträge E . Diese aus den CAD-Modellen ermittelten Paarungsausgleichsbeträge gehen aus Tabelle 5.3 hervor.

Der Vergleich mit den berechneten Paarungsausgleichsbeträgen E zeigt für die meisten Prüflinge eine exakte oder eine nahezu exakte Übereinstimmung der Werte. Lediglich für die Prüflinge Pr-08 und Pr-10 ergeben sich größere Differenzen.

Diese erklären sich aus der bereits in Abschnitt 4.9 genannten gegenseitigen Beeinflussung der vorliegenden Abweichungen bezüglich ihrer Wirkung auf den Paarungsausgleichsbetrag. Im vorliegenden Fall verhindert die jeweilige Gewindeflankenwinkelabweichung die volle, entsprechend den Gleichungen (4.81) bzw. (4.87) berechnete Wirkung der Geradheitsabweichungen der Gewindeflanken.

Tabelle 5.3 – aus CAD-Modellen ermittelte Paarungsausgleichsbeträge der Außengewinde für $l_E = 10P$ und Vergleich mit den berechneten Werten aus Tabelle 5.2

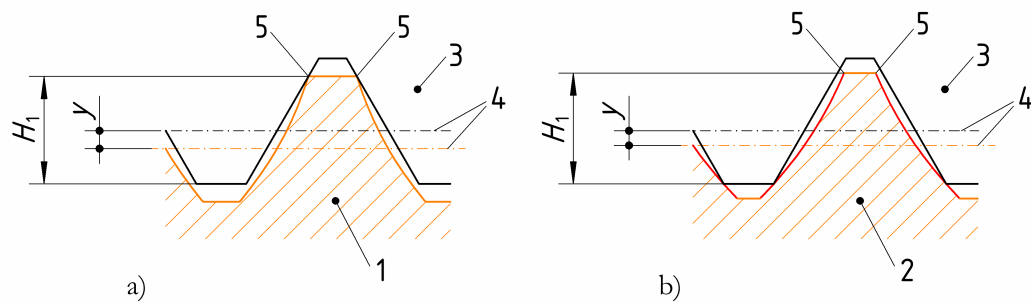
Werte in mm

Prüfling	E	Differenz zwischen berechnetem E und E aus CAD-Modell
Pr-02	+0,1732	0
Pr-03	+0,1455	0
Pr-04	+0,1835	0
Pr-05	+0,1677	0
Pr-06	+0,1566	0
Pr-07	+0,0867	-0,0001
Pr-08	+0,1689	+0,0466
Pr-09	+0,2527	+0,0008
Pr-10	+0,2157	+0,0220

Verdeutlicht wird dieser Zusammenhang durch Bild 5.1. Unter a) weist das betrachtete Außengewinde ausschließlich Geradheitsabweichungen der Gewindeflanken auf. Die jeweilige Stelle auf der Gewindeflanke mit der innerhalb der Flankenüberdeckung H_1 auftretenden größten örtlichen Geradheitsabweichung (Nr. 5 in Bild 5.1 a)) berührt die Gewindeflanke des gedachten geometrisch-idealen Innengewindes. Damit bestimmen ΔS_{1P} und ΔS_{2P} – wie in Abschnitt 4.5 darlegt – den resultierenden Paarungsausgleichsbetrag.

In Bild 5.1 weist unter b) das betrachtete Außengewinde positive Gewindeflankenwinkelabweichungen und Geradheitsabweichungen der Gewindeflanken auf. Die positiven Gewindeflankenwinkelabweichungen verhindern in diesem Fall, dass die jeweilige Stelle auf der Gewindeflanke mit der innerhalb der Flankenüberdeckung H_1 auftretenden größten örtlichen Geradheitsabweichung (Nr. 5 in Bild 5.1 b)) die Gewindeflanke des gedachten geometrisch-idealen Innengewindes berühren kann. Dies verringert folglich den Einfluss der Geradheitsabweichungen der Gewindeflanken auf den Paarungsausgleichsbetrag.

Bei Gewinden mit einer Bild 4.18 b) entsprechenden Art der Geradheitsabweichungen der Gewindeflanken spielen somit die Vorzeichen der auftretenden Gewindeflankenwinkelabweichungen eine entscheidende Rolle. Bei Prüfling Pr-08 weisen $\Delta\beta_1$ und $\Delta\beta_2$ jeweils ein positives Vorzeichen auf, wodurch die oben genannte Wirkung bei beiden Gewindeflanken auftritt. Bei Prüfling Pr-10 weist lediglich $\Delta\beta_1$ ein positives Vorzeichen auf. Die oben genannte Wirkung bezieht sich demzufolge auch nur auf die entsprechende Gewindeflanke.



- 1 betrachtetes Außengewinde mit Geradheitsabweichungen der Gewindeflanken
- 2 betrachtetes Außengewinde mit positiven Gewindeflankenwinkelabweichungen und mit Geradheitsabweichungen der Gewindeflanken
- 3 gedachtes geometrisch-ideales Innengewinde
- 4 Flankendurchmesserlinie
- 5 Stelle auf der Gewindeflanke mit der innerhalb der Flankenüberdeckung auftretenden größten örtlichen Geradheitsabweichung

Bild 5.1 – Beispiel für die gegenseitige Beeinflussung der Gewindeflankenwinkelabweichungen und der Geradheitsabweichungen der Gewindeflanken bezüglich ihrer Wirkung auf den Paarungsausgleichsbetrag; Gegenüberstellung von:

- a) Vorliegen von Geradheitsabweichungen der Gewindeflanken
- b) Vorliegen von positiven Gewindeflankenwinkelabweichungen und von Geradheitsabweichungen der Gewindeflanken

Bei Prüfling Pr-09 weisen $\Delta\beta_1$ und $\Delta\beta_2$ jeweils ein negatives Vorzeichen auf. Die bei diesem Prüfling vorliegenden Abweichungen beeinflussen sich gegenseitig in ihrer Wirkung auf den Paarungsausgleichsbetrag im genannten Sinne somit nicht.

Die bei den Prüflingen Pr-08 und Pr-10 auftretenden Differenzen zwischen den berechneten und den aus den CAD-Modellen ermittelten Paarungsausgleichsbeträgen sind aufgrund der vorliegenden und Bild 4.18 b) entsprechenden Art der Geradheitsabweichungen der Gewindeflanken besonders groß. Bei wirklichen Gewinden wird das Geradheitsprofil der Gewindeflanken dagegen in vielen Fällen dem in Bild 4.19 dargestellten Prinzip entsprechen. Die gegenseitige Beeinflussung der Gewindeflankenwinkelabweichungen und der Geradheitsabweichungen der Gewindeflanken hinsichtlich ihrer Wirkung auf den Paarungsausgleichsbetrag ist dann entsprechend geringer ausgeprägt.

Ferner lässt sich der bei den Prüflingen Pr-08 und Pr-10 festgestellte Einfluss des Vorzeichens der Gewindeflankenwinkelabweichungen nicht verallgemeinern. So können bei wirklichen Gewinden mit einem Geradheitsprofil der Gewindeflanken nach dem Prinzip aus Bild 4.19 sowohl positive als auch negative Gewindeflankenwinkelabweichungen die Wirkung der Geradheitsabweichungen der Gewindeflanken auf den Paarungsausgleichsbetrag beeinflussen.

Da bei den Prüflingen Pr-08 und Pr-10 Abweichungen von den berechneten Paarungsausgleichsbeträgen E zu erwarten waren, wurden zusätzlich die Prüflinge Pr-08a und Pr-10a in die Versuchsreihe aufgenommen.

Diese entsprechen hinsichtlich der Nennabweichungen als Einflussgrößen auf den Paarungsflankendurchmesser den Prüflingen Pr-08 bzw. Pr-10.

Die Nennmaße für den Außen-, den Flanken- und den Kerndurchmesser der Prüflinge Pr-08a und Pr-10a ergeben sich jedoch aus den Werten aus Tabelle IV.2 abzüglich der in Tabelle 5.3 enthaltenen und zuvor auf 0,001 mm gerundeten Werte für den jeweiligen aus den CAD-Modellen ermittelten Paarungsausgleichsbetrag E .

Um die bei der Paarung der Gewinde erhaltenen Versuchsergebnisse nicht durch unerwünschte Abweichungen der einzelnen Prüflinge zu verfälschen, war eine möglichst exakte Ausführung der Gewinde entsprechend der gewählten Nennmaße und Nennabweichungen erforderlich. Die dazu notwendige vorgenommene Tolerierung der einzelnen Bestimmungsgrößen entspricht den derzeit bei Gewindelehren fertigungstechnisch und messtechnisch erreichbaren Grenzen.

Die zunächst zu fertigende Länge der Gewinde wurde bei den Prüflingen auf 48 mm festgelegt. Damit ist, nach der anschließenden notwendigen Entfernung der unvollständigen Gewindeanfänge, eine Einschraublänge l_E von maximal $14P$ möglich. Die bei der Paarung der Gewinde gegenüber der vorgesehenen Einschraublänge $l_E = 10P$ auftretenden Abweichungen können somit in angemessenen Grenzen festgestellt werden.

Zur Spezifikation der entsprechenden Geradheitsabweichungen der Gewindeflanken wurde für die Prüflinge Pr-06 bis Pr-10 jeweils eine Dxf-Datei des Gewindeprofils erstellt. Für die Prüflinge Pr-08a und Pr-10a gilt die entsprechende Dxf-Datei der Prüflinge Pr-08 und Pr-10. Die Konstruktionszeichnungen aller Prüflinge sind in Anlage IV enthalten (Bilder IV.1 bis IV.3).

5.3 Fertigung und Messung der Prüflinge

Die Fertigung und Messung der Prüflinge erfolgte entsprechend den Vorgaben des Verfassers durch die Lehren- und Meßgerätewerk Schmalkalden GmbH. Die Erfahrungen des Lehrenherstellers in der Fertigung und Prüfung hochgenauer Gewinde und die vorhandenen modernen technischen Bedingungen bezüglich Gewindeschleiftechnik und Messtechnik gewährleisteten dabei die erforderliche hohe Qualität der Prüflinge.

Beim Schleifen des Gewindes der Prüflinge Pr-06 bis Pr-10 sowie Pr-08a und Pr-10a wurde die Erzeugung der exakten Geometrie der Gewindeflanken mit definierter Geradheitsabweichung durch das vorherige, numerisch gesteuerte Abrichten der Schleifscheibe entsprechend der zugehörigen Dxf-Dateien gewährleistet.

Nach der Fertigung erfolgte die Messung der Prüflinge. Die Bedingungen und Ergebnisse der Messung gehen in zusammengefasster Form aus Anlage V hervor. Anstelle des Flankendurchmessers wurde – wie bei Gewindelehren üblich – der einfache Flankendurchmesser der Prüflinge mittels des Zweikugel- bzw. des Dreidrahtmessverfahrens bestimmt und anhand der Grenzmaße des Flankendurchmessers bewertet.

Die Teilung wurde auf einem IAC-Masterscanner XP 100 60 in jeweils zwei zueinander senkrechten Axialschnitten gemessen. Eine direkte Bestimmung der Gesamtteilungsabweichung war dabei nicht möglich. Deren Bewertung erfolgte statt dessen anhand des

arithmetischen Mittels aus allen Messwerten der Teilung des jeweiligen Prüflings. Die größte Abweichung dieses Mittelwertes vom Nennmaß der Teilung weist dabei Prüfling Pr-02 mit einem Wert von $+0,0003$ mm auf. Bei einer Gewindelänge von $14P$ ergibt sich somit eine rechnerische Abweichung von $+0,0042$ mm. Dieser Wert liegt allerdings noch innerhalb der Grenzabmaße der Teilung oder eines Vielfachen davon zwischen zwei beliebigen Gewindeflanken innerhalb der Gewindelänge, welche $\pm 0,005$ mm betragen.

Die durch den IAC-Masterscanner während der Messungen im jeweiligen Axialschnitt erfassten Gewindeprofile wurden ferner als Dxf-Dateien ausgegeben und mittels CAD-Software ausgewertet. Dabei wurden die Gewindeflanken zusätzlich hinsichtlich ihrer Geradheitsabweichungen beurteilt.

Die Bewertung der Prüflinge erfolgte nicht durch den Nachweis der Konformität mit der Spezifikation entsprechend DIN EN ISO 14253-1 [65], sondern in der bei Lehren üblichen Weise durch den direkten Vergleich der Messwerte mit den Spezifikationsgrenzen der entsprechenden Bestimmungsgröße (vgl. ISO/TR 14253-6 [66]).



Bild 5.2 – Prüflinge Pr-01 und Pr-02

Bei Prüfling Pr-01 ergab sich ein einziger Messwert außerhalb der Spezifikationsgrenzen (siehe Tabelle V.3, Kerndurchmesser, Messwert $26,7591$ mm). Die Überschreitung der oberen Spezifikationsgrenze beträgt für diesen Messwert jedoch lediglich $0,0001$ mm. Mit Hinblick auf die vorliegende erweiterte Messunsicherheit $U = 0,002$ mm ($k = 2$) soll dieser eine Messwert daher vernachlässigt werden. Eine Einschränkung der vorgesehenen Funktion von Prüfling Pr-01 und eine ungünstige Beeinflussung der Ergebnisse der weiteren Versuche ist damit nicht verbunden. Bei den anderen Prüflingen ergab sich

kein Messwert außerhalb der Spezifikationsgrenzen. Somit wurden alle Prüflinge hinsichtlich der weiteren Versuche als geeignet bewertet. In Bild 5.2 sind die Prüflinge Pr-01 und Pr-02 dargestellt.

5.4 Paarung der Außengewinde mit dem Innengewinde – Schlussfolgerungen

Schließlich wurden die eigentlichen Versuche, also die Paarung der Außengewinde mit dem Innengewinde, durchgeführt.

Dabei wurde die resultierende Einschraublänge l_E , deren Nennwert $10P$ beträgt, als Vielfaches von P durch Zählen der Umdrehungen ermittelt. Um die dazu erforderliche exakte Ablesung zu ermöglichen, wurde der Prüfling Pr-01 mit einer Skale mit dem Skalenteilungswert von 0,1 Umdrehungen versehen (siehe Bild 5.3).

Unter Vernachlässigung der bei den Prüflingen vorliegenden Abweichungen der Teilung entspricht eine Umdrehung einer Einschraublänge von $1P$.

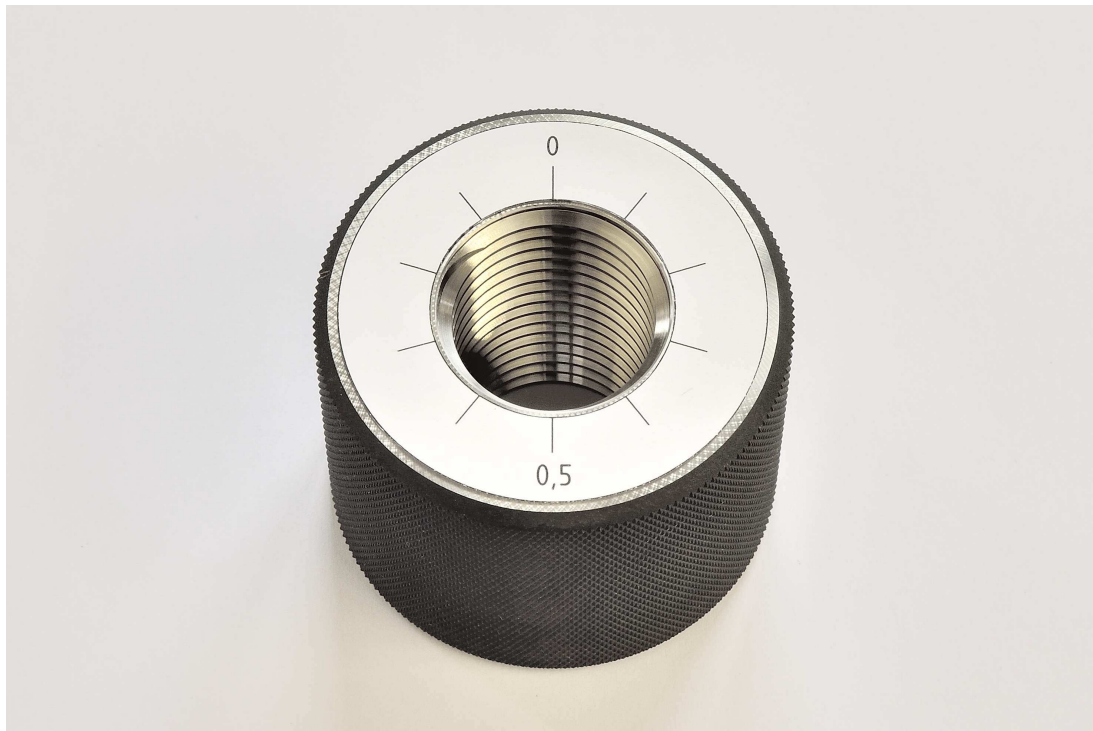


Bild 5.3 – Prüfling Pr-01 mit Skale

Die Außengewinde wurden nun mit dem Innengewinde bis zur spielfreien Anlage gepaart (siehe Bilder 5.4 und 5.5). Die Paarung erfolgte dabei entsprechend der bei Gewindelehren üblichen Vorgehensweise nach DIN ISO 1502 [31] „von Hand ohne Anwendung besonderer Kraft“.

Nach Erreichen der spielfreien Anlage wurde die Stellung des Teilstriches „0“ der Skale von Prüfling Pr-01 mit jeweils einem Markenstrich auf den Prüflingen Pr-02 bis Pr-07 sowie Pr-09, Pr-10, Pr-08a und Pr-10a gekennzeichnet (siehe Bilder 5.4 und 5.5).

Auf diese Weise wurde die möglichst genaue Bestimmung der erreichten Einschraublänge l_E entsprechend DIN ISO 1502 durch Zählen der Umdrehungen beim Ausschrauben der Außengewinde aus dem Innengewinde gewährleistet. Die so erhaltenen Werte für die Einschraublänge l_E gehen aus Tabelle 5.4 hervor.

Bei der Paarung der Prüflinge Pr-01 und Pr-08 wurde die spielfreie Anlage der Gewinde nicht erreicht, da Prüfling Pr-08 sich vollständig durch Prüfling Pr-01 hindurchschrauben ließ.

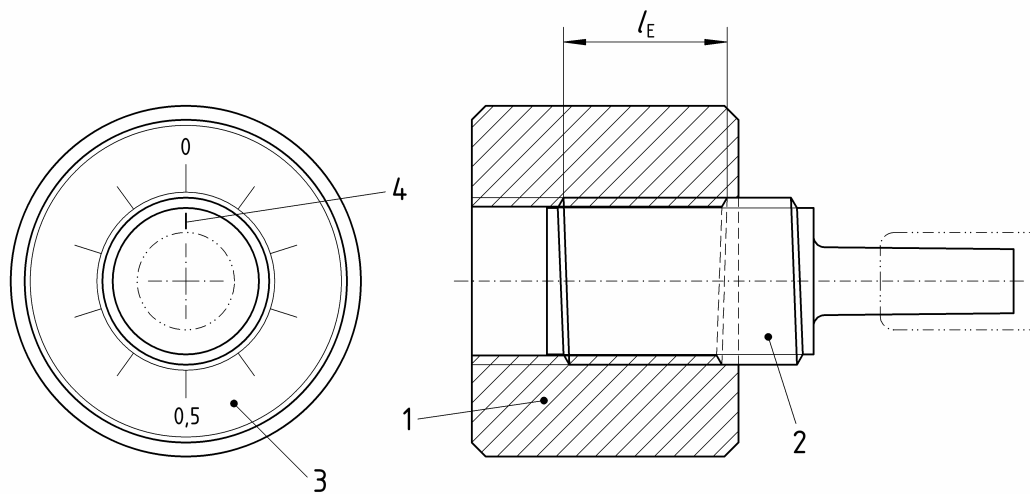
Für die meisten Prüflinge wurden Einschraublängen in der Nähe des angestrebten Wertes von $10P$ ermittelt. Erwartungsgemäß traten bei den Prüflingen Pr-08 und Pr-10 größere Abweichungen auf.

Zur Wertung der Ergebnisse ist es allerdings notwendig, den Zusammenhang zwischen den ermittelten Abweichungen der Einschraublängen vom Nennwert $10P$ und den daraus folgenden Abweichungen vom berechneten Paarungsausgleichsbetrag E aus Tabelle 5.2 darzustellen.



Bild 5.4 – Paarung der Prüflinge Pr-01 und Pr-02, spielfreie Anlage der Gewinde liegt vor, Prüfling Pr-02 ist mit Markenstrich versehen

Die in Tabelle 5.1 enthaltenen Nennabweichungen als Einflussgrößen auf den Paarungsflankendurchmesser sind – mit Ausnahme von ΔP_{Ges} – über die Einschraublänge l_E konstant. Zur Erreichung der spielfreien Anlage der Gewinde werden somit die vorliegenden Abweichungen vom berechneten Paarungsausgleichsbetrag E ausschließlich durch die Änderung der Gesamtteilungsabweichung ΔP_{Ges} kompensiert.



- 1 Prüfling Pr-01
- 2 Prüfling aus Tabelle 5.4
- 3 Skale auf Prüfling Pr-01
- 4 Markenstrich auf Prüfling aus Tabelle 5.4

Bild 5.5 – Paarung eines Außengewindes mit dem Innengewinde, spielfreie Anlage der Gewinde liegt vor

Tabelle 5.4 – nach Erreichen der spielfreien Anlage der Gewinde ermittelte Werte für die Einschraublänge l_E

Werte in Umdrehungen	
Prüfling	Einschraublänge l_E 1) $U = 0,1$ Umdrehungen ($k = 2$)
Pr-02	9,5
Pr-03	10,5
Pr-04	10,5
Pr-05	10,6
Pr-06	10,6
Pr-07	10,2
Pr-08	– 2)
Pr-09	11,4
Pr-10	13,9
Pr-08a	10,9
Pr-10a	11,6
1) Unter Vernachlässigung der bei den Prüflingen vorliegenden Abweichungen der Teilung entspricht eine Umdrehung einer Einschraublänge von $1P$.	
2) Prüfling Pr-08 ließ sich vollständig durch Prüfling Pr-01 hindurchschrauben.	

Da die Außengewinde jeweils eine annähernd konstant fortschreitende Teilungsabweichung ΔP aufweisen, lässt sich aus den in Tabelle 5.4 enthaltenen Einschraublängen und den entsprechenden Nennwerten von ΔP die jeweils resultierende Gesamtteilungsabweichung ΔP_{Ges} ermitteln.

Der Paarungsausgleichsbetrag E wird nun für die Prüflinge Pr-02 bis Pr-07 sowie Pr-09 und Pr-10 erneut berechnet. Dabei wird wie in Abschnitt 5.2 verfahren; für ΔP_{Ges} gelten nun jedoch die aus den Einschraublängen l_E aus Tabelle 5.4 resultierenden Werte.

Schließlich wird die Differenz zwischen diesen Paarungsausgleichsbeträgen und den Paarungsausgleichsbeträgen E aus Tabelle 5.2 ermittelt. Die Ergebnisse dieser Betrachtungen sind in Tabelle 5.5 zusammengefasst.

Tabelle 5.5 – Gesamtteilungsabweichungen und berechnete Paarungsausgleichsbeträge der Außengewinde für l_E aus Tabelle 5.4 und Vergleich mit den berechneten Werten aus Tabelle 5.2

Werte in mm

Prüfling	ΔP_{Ges}	E	Differenz zwischen E aus Tabelle 5.5 und E aus Tabelle 5.2
Pr-02	+0,0950	+0,1645	−0,0087
Pr-03	+0,0525	+0,1496	+0,0041
Pr-04	+0,0525	+0,1879	+0,0044
Pr-05	−0,0530	+0,1728	+0,0051
Pr-06	+0,0530	+0,1618	+0,0052
Pr-07	+0,0510	+0,0883	+0,0017
Pr-08	– 1)	–	–
Pr-09	+0,0570	+0,2657	+0,0122
Pr-10	+0,0695	+0,2708	+0,0331
1) Prüfling Pr-08 ließ sich vollständig durch Prüfling Pr-01 hindurchschrauben.			

Die Beträge der Differenzen zwischen den berechneten Paarungsausgleichsbeträgen E aus Tabelle 5.5 und aus Tabelle 5.2 liegen, die Prüflinge Pr-08 und Pr-10 ausgenommen, zwischen 0,0017 mm und 0,0122 mm. Diese Abweichungen gegenüber dem berechneten Paarungsausgleichsbetrag E aus Tabelle 5.2 sind gering und durch die vorliegenden Abweichungen des jeweils beteiligten Außengewindes und des Innengewindes begründet. Die entsprechenden Werte für E aus Tabelle 5.2 werden für diese Prüflinge durch die Versuche somit bestätigt.

Für Prüfling Pr-10 ergibt sich eine Abweichung gegenüber dem berechneten Paarungsausgleichsbetrag E aus Tabelle 5.2 von +0,0331 mm. Dieser Wert ist nicht allein durch die vorliegenden Abweichungen des Außengewindes und des Innengewindes zu begründen; er zeigt deutlich, dass der zugehörige Paarungsausgleichsbetrag E aus Tabelle 5.2 zu groß berechnet wurde.

Gleiches gilt auch für Prüfling Pr-08. Die Abweichung des Paarungsausgleichsbetrages E aus Tabelle 5.2 ist bei diesem Prüfling so groß, dass die spielfreie Anlage der Gewinde aufgrund der konstruktiv bedingt maximal möglichen Einschraublänge l_E von $14P$ nicht erreicht werden konnte.

Die Prüflinge Pr-08a und Pr-10a, die entsprechend den aus den CAD-Modellen ermittelten Paarungsausgleichsbeträgen E nach Tabelle 5.3 ausgelegt wurden, weisen

Abweichungen der Einschraublänge l_e vom Nennwert $10P$ auf, die mit Hinblick auf ihre Größe ebenfalls durch die vorliegenden Abweichungen des jeweils beteiligten Außengewindes und des Innengewindes begründet sind. Die zugehörigen CAD-Modelle und die entsprechenden Werte für E aus Tabelle 5.3 werden für diese Prüflinge durch die Versuche somit ebenfalls bestätigt.

Die Versuchsergebnisse der Prüflinge Pr-08, Pr-08a, Pr-10 und Pr-10a bestätigen folglich die bereits in Abschnitt 5.2 vorgenommenen Betrachtungen hinsichtlich der gegenseitigen Beeinflussung der vorliegenden Gewindeflankenwinkelabweichungen und Geradheitsabweichungen der Gewindeflanken bezüglich ihrer Wirkung auf den Paarungsausgleichsbetrag. Die in Tabelle 5.3 enthaltenen Differenzen zwischen den berechneten Werten und den Werten aus den CAD-Modellen ergeben somit eine zutreffende Darstellung der Abweichungen der berechneten Paarungsausgleichsbeträge E aus Tabelle 5.2.

Die durchgeführten Versuche bestätigen insgesamt die grundsätzliche Eignung der in Abschnitt 4 enthaltenen Betrachtungen zur hinreichend genauen Analyse und Beurteilung wirklicher Gewinde. Sie verdeutlichen allerdings auch, dass die exakte Berechnung des Paarungsflankendurchmessers eines wirklichen Gewindes nicht möglich ist. Der Paarungsflankendurchmesser kann jedoch näherungsweise durch die Bestimmung eines größten möglichen oder eines für die vorherrschenden Abweichungen des Gewindes charakteristischen Paarungsausgleichsbetrages ermittelt werden.

Am Gewinde vorliegende Abweichungen können sich hinsichtlich ihrer Wirkung auf den Paarungsausgleichsbetrag gegenseitig beeinflussen. Dies kann zu Abweichungen des berechneten Paarungsausgleichsbetrages führen. Die Möglichkeiten der gegenseitigen Beeinflussung sind sehr vielfältig und betreffen grundsätzlich alle Einflussgrößen auf den Paarungsflankendurchmesser, also auch die in Abschnitt 5 nicht untersuchten Formabweichungen des Flankendurchmesserzylinders oder des Flankendurchmesserkegels. Dies erfordert im konkreten Einzelfall eine entsprechende Analyse und Beurteilung der vorliegenden Abweichungen des betrachteten Gewindes.

6 Bedeutung und Wirkung des Paarungsflankendurchmessers

6.1 Funktion und Spezifikation von Gewinden

6.1.1 Gewinde und Gewindeverbindungen

Die Anforderungen an die Funktion von Gewinden und Gewindeverbindungen sind vielgestaltig. Die grundlegende Funktion, die ein Gewinde im Regelfall erfüllen muss, ist jedoch die Paarungsfähigkeit mit dem zugehörigen Gegenstück. Bei deren Beurteilung spielt der Paarungsflankendurchmesser eine entscheidende Rolle, da er die Einflüsse aller geometrischen Merkmale im Bereich der Gewindeflanken eines wirklichen Gewindes auf dessen Paarungsfähigkeit berücksichtigt.

Neben der Paarungsfähigkeit mit dem zugehörigen Gegenstück muss ein Gewinde jedoch noch weitere ihm zugeordnete Funktionen wie Befestigen, Bewegen, Zentrieren oder Dichten unter den jeweils definierten Bedingungen erfüllen. Zur Gewährleistung aller Funktionen ist eine entsprechende Spezifikation des Gewindes erforderlich. Diese muss festgelegte Nennmaße, Grenzmaße und Toleranzen bezüglich der funktionsrelevanten Bestimmungsgrößen des Gewindes enthalten. Bei den Abweichungen einiger dieser Bestimmungsgrößen handelt es sich natürlich auch um Einflussgrößen auf den Paarungsflankendurchmesser.

Die Differenz zwischen dem Paarungsflankendurchmesser und dem Flankendurchmesser, also der Paarungsausgleichsbetrag, deutet stets auf das Vorhandensein von geometrischen Abweichungen im Bereich der Gewindeflanken hin. Überschreitet der Paarungsausgleichsbetrag einen bestimmten Wert, dann kann trotz vorhandener Paarungsfähigkeit mit dem Gegenstück möglicherweise eine der anderen vorgesehenen Funktionen durch das betreffende Gewinde nicht mehr erfüllt werden, da die vorliegenden geometrischen Abweichungen hinsichtlich einer oder mehrerer Bestimmungsgrößen ein zulässiges Maß überschreiten. Die Berücksichtigung des Paarungsflankendurchmessers sowie des auftretenden Paarungsausgleichsbetrages ist damit auch bezüglich der genannten weiteren Funktionen des Gewindes von Interesse.

Somit wird klar, dass gerade auch die Bestimmungsgrößen des Gewindes, deren Abweichungen Einflussgrößen auf den Paarungsflankendurchmesser ergeben, mit funktionsgerechten Grenzmaßen und Toleranzen versehen werden müssen. Wie in Abschnitt 3 bereits ausgeführt, ist dies jedoch bisher nur in sehr beschränktem Umfang der Fall.

Die in der vorliegenden Arbeit vorgenommene Beschreibung und Analyse der Einflussgrößen auf den Paarungsflankendurchmesser ermöglicht nicht nur dem Ersteller von Gewindenormen, sondern auch dem Konstrukteur zukünftig erstmals die sinnvolle und funktionsgerechte Tolerierung der betreffenden Bestimmungsgrößen des Gewindes, indem sie den jeweils vorliegenden Zusammenhang zum Paarungsflankendurchmesser und zum Paarungsausgleichsbetrag bereits während der Phase der Spezifikation vollständig und eindeutig erkennen lässt.

Dabei ergeben sich während der Spezifikation von Gewinden die folgenden grundsätzlichen Möglichkeiten:

- Unter Anwendung der in Abschnitt 4 enthaltenen Gleichungen kann bezüglich einer vorausgesetzten größten zulässigen Abweichung der jeweils betreffenden Bestimmungsgröße der entsprechend resultierende Paarungsausgleichsbetrag als Anteil am Paarungsausgleichsbetrag E berechnet werden.
- In gleicher Weise kann auch, nach Umstellen der betreffenden Gleichungen, für einen vorausgesetzten größten zulässigen Anteil am Paarungsausgleichsbetrag E die entsprechend zugrunde liegende Abweichung der zugehörigen Bestimmungsgröße ermittelt werden.
- Schließlich lässt sich aus den vorausgesetzten größten zulässigen Werten der betreffenden Einflussgrößen auf den Paarungsflankendurchmesser der insgesamt resultierende Paarungsausgleichsbetrag E bestimmen.

6.1.2 Grundabmaß und Toleranz für den Flankendurchmesser

In den DIN- und ISO-Gewindenormen wird dem Nennmaß des Flankendurchmessers d_2 bzw. D_2 üblicherweise ein Grundabmaß es bzw. EI und eine Toleranz T_{d2} bzw. T_{D2} zugewiesen, woraus sich das Mindestmaß und das Höchstmaß des Flankendurchmessers ergeben.

Der Paarungsflankendurchmesser d_{2p} bzw. D_{2p} wird dabei selbst bisher nicht unmittelbar in die Spezifikation einbezogen. Dies stellt jedoch ein entscheidendes Versäumnis dar.

Zur Gewährleistung der Paarungsfähigkeit mit dem zugehörigen Gegenstück ist das Maximum-Material-Maß des Flankendurchmessers, also das Höchstmaß des Außengewindes bzw. das Mindestmaß des Innengewindes von entscheidender Bedeutung. Im Bereich der Gewindeflanken ist die funktionsgerechte Paarung mit dem Gegenstück im Sinne des Austauschbaus dann gewährleistet, wenn der Paarungsflankendurchmesser des Außengewindes das Höchstmaß des Flankendurchmessers nicht überschreitet und der Paarungsflankendurchmesser des Innengewindes das Mindestmaß des Flankendurchmessers nicht unterschreitet.

Es gilt somit für Außengewinde:

$$d_{2p} \leq d_2 + es \quad (6.1)$$

und für Innengewinde:

$$D_{2p} \geq D_2 + EI. \quad (6.2)$$

Außerdem darf selbstverständlich keiner der örtlichen Flankendurchmesser des Außengewindes d_{2l} das Mindestmaß unterschreiten und keiner der örtlichen Flankendurchmesser des Innengewindes D_{2l} das Höchstmaß überschreiten.

Für Außengewinde gilt daher:

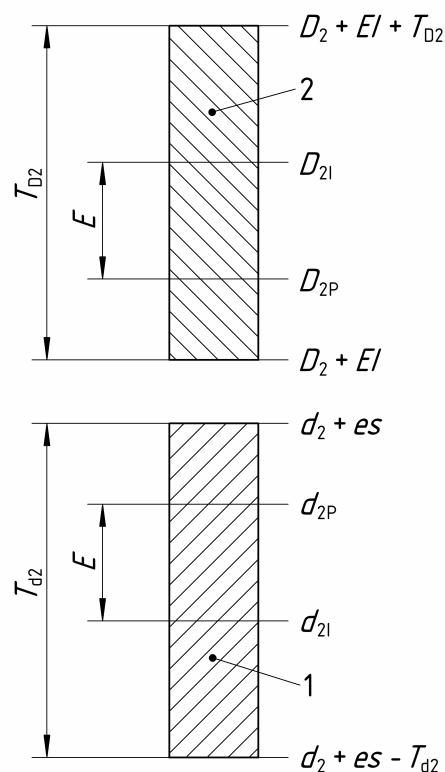
$$d_{2l} \geq d_2 + es - T_{d2} \quad (6.3)$$

und für Innengewinde ergibt sich:

$$D_{2I} \leq D_2 + EI + T_{D2} \cdot (6.4)$$

Die Prüfung der Erfüllung dieser Forderungen wird letztlich durch den Taylorschen Grundsatz (vgl. Abschnitt 6.3.1) ermöglicht.

Die in den DIN- und ISO-Gewindenormen bisher festgelegte Begrenzung des örtlichen Flankendurchmessers durch das entsprechende Maximum-Material-Maß steht im Widerspruch zu den Gleichungen (6.1) und (6.2). Die in den Gleichungen (6.1) bis (6.4) formulierten und aufgrund ihres Bezuges zum Taylorschen Grundsatz eigentlich seit Langem bekannten Forderungen sollten daher zukünftig – als wesentlicher Bestandteil der Spezifikation – Eingang in die betreffenden Gewindenormen finden.



- 1 Toleranzfeld für den Flankendurchmesser des Außengewindes
- 2 Toleranzfeld für den Flankendurchmesser des Innengewindes

Bild 6.1 – zulässige Lage des Paarungsflankendurchmessers, des Paarungsausgleichsbetrages und des örtlichen Flankendurchmessers bezüglich der Toleranzfelder für den Flankendurchmesser eines Außen- und eines Innengewindes

Entsprechend den Gleichungen (2.1) und (2.2) besteht ein direkter Zusammenhang zwischen dem Paarungsflankendurchmesser, dem Paarungsausgleichsbetrag und dem örtlichen Flankendurchmesser. Bild 6.1 veranschaulicht die zulässige Lage der Werte

dieser drei Bestimmungsgrößen bezüglich der Toleranzfelder für den Flankendurchmesser eines Außen- und eines Innengewindes. Es wird deutlich, dass die Toleranz für den Flankendurchmesser T_{d2} bzw. T_{D2} um den jeweiligen Paarungsausgleichsbetrag E verringert werden muss, um den tatsächlich für die Abweichungen des Flankendurchmessers zur Verfügung stehenden Toleranzraum zu erhalten.

Dieser bereits in Abschnitt 3 genannte Zusammenhang geht – allerdings hauptsächlich bezüglich der Wirkung der Abweichungen der Teilung oder der Steigung und der Gewindeflankenwinkelabweichungen – bereits aus verschiedenen Veröffentlichungen hervor (vgl. [4], [6], [7], [52]).

Bei der Festlegung von Grenzmaßen und Toleranzen für die Bestimmungsgrößen des Gewindes, deren Abweichungen Einflussgrößen auf den Paarungsflankendurchmesser ergeben, ist daher stets der resultierende Paarungsausgleichsbetrag E zu bestimmen und entsprechend zu berücksichtigen. Dieser muss dabei in einem angemessenen Verhältnis zur Toleranz für den Flankendurchmesser T_{d2} bzw. T_{D2} stehen und damit einen noch hinreichend großen Toleranzraum für die Abweichungen des Flankendurchmessers gewähren.

So besteht auf Grundlage der in Abschnitt 4 enthaltenen Betrachtungen beispielsweise die Möglichkeit, für ein Metrisches ISO-Gewinde eine Toleranzklasse und die zugehörigen Toleranzen T_{d2} bzw. T_{D2} aus DIN ISO 965-1 [14] bzw. ISO 965-1 [67] auszuwählen und entsprechend der vorgesehenen Funktion des Gewindes alle weiteren notwendigen Bestimmungsgrößen unter Berücksichtigung des resultierenden Paarungsausgleichsbetrages E mit den erforderlichen Grenzmaßen und Toleranzen zu versehen.

Aber auch die eigentliche Festlegung der Toleranz für den Flankendurchmesser, sei es durch den Ersteller einer Gewindenorm oder durch den Konstrukteur eines Sondergewindes, ist nunmehr unter Berücksichtigung des resultierenden Paarungsausgleichsbetrages E möglich.

6.1.3 Grenzabmaße und Toleranzen für die Teilung, die Steigung und die Gewindeflankenwinkel

Die Abweichungen der Teilung, der Steigung und der Gewindeflankenwinkel üben einen entscheidenden Einfluss auf den Paarungsausgleichsbetrag und damit auf den Paarungsflankendurchmesser des Gewindes aus. Dennoch erfolgt in den DIN- und ISO-Gewindenormen bisher lediglich für die Gewindelehren nicht aber für die Werkstückgewinde die Festlegung von Grenzabmaßen und Toleranzen für diese wichtigen Bestimmungsgrößen. Damit ist die Spezifikation der betreffenden Gewinde im Grunde unvollständig.

Die Paarungsfähigkeit mit dem zugehörigen Gegenstück beruht somit bisher nicht auf der Spezifikation des Gewindes, sondern wird erst durch das entsprechende Prüfverfahren, also die Anwendung des zugehörigen Lehrensystems gewährleistet (vgl. Abschnitt 3). Die weiteren vorgesehenen Funktionen des Gewindes sind aufgrund des Vorliegens von Abweichungen der Teilung, der Steigung und der Gewindeflankenwinkel jedoch auch bei nachgewiesener Paarungsfähigkeit mit dem zugehörigen Gegenstück nicht in jedem Falle sichergestellt.

Dieser keineswegs zeitgemäße Zustand muss in der Gewindenormung zukünftig vordringlich überwunden werden. Die Festlegung von Grenzabmaßen und Toleranzen für die Teilung, die Steigung und die Gewindeflankenwinkel erfordert neben der Berücksichtigung der vorgesehenen Funktionen des Gewindes an erster Stelle auch die Beachtung des bestehenden Zusammenhanges zum Paarungsflankendurchmesser und zum Paarungsausgleichsbetrag.

In diesem Sinne sind die Paarungsausgleichsbeträge E_{pp} nach den Gleichungen (4.3), (4.5), (4.6) und (4.7), $E_{p\beta}$ nach den Gleichungen (4.9) bis (4.16) oder E_p nach den Gleichungen (4.50) bis (4.57) als resultierender Anteil am Paarungsausgleichsbetrag E zugrunde zu legen.

6.1.4 Formtoleranzen und Rauheit

Die Geradheitsabweichungen der Gewindeflanken, die Formabweichungen des Flankendurchmesserzylinders oder des Flankendurchmesserkegels und die Rauheit der Gewindeflanken beeinflussen den Paarungsausgleichsbetrag und damit den Paarungsflankendurchmesser des Gewindes. Dessen ungeachtet spielen die entsprechend zugehörigen Formtoleranzen bei der Spezifikation von Gewinden bisher nahezu keine Rolle.

Die Festlegung der zulässigen Rauheit der Gewindeflanken erfolgt bereits in vielen Fällen funktionsorientiert hinsichtlich der Festigkeit oder der Bewegungseigenschaften des Gewindes. Ein Bezug zum Paarungsflankendurchmesser und zum Paarungsausgleichsbetrag erfolgt dabei jedoch im Allgemeinen nicht.

Moderne Fertigungsverfahren halten die entstehenden Formabweichungen des Gewindes und die Rauheit der Gewindeflanken bei entsprechender Prozesssicherheit zumeist in engen Grenzen. Auch daher wird die Festlegung der zugehörigen Formtoleranzen und der zulässigen Rauheit der Gewindeflanken aus Sicht der Funktion des Gewindes aber auch aus Sicht der Wirtschaftlichkeit der Gewindeprüfung zumeist als nicht notwendig angesehen. In vielen Fällen wird die eigentliche Notwendigkeit dieser Festlegungen jedoch falsch beurteilt und somit wesentlich unterschätzt. Das Fehlen von Formtoleranzen oder von Festlegungen bezüglich der zulässigen Rauheit der Gewindeflanken führt letztendlich auch zu einer unvollständigen Spezifikation des betreffenden Gewindes.

Steigende Anforderungen an die Funktion von Gewinden, zumeist bezüglich der Festigkeit oder der Bewegungs- bzw. der Dichtungseigenschaften der Gewindeverbindung, erfordern letztlich zukünftig die Festlegung der zugehörigen funktionsgerechten Formtoleranzen und der zulässigen Rauheit der Gewindeflanken unter Berücksichtigung des bestehenden Zusammenhanges zum Paarungsflankendurchmesser und zum Paarungsausgleichsbetrag.

In diesem Sinne sind die Paarungsausgleichsbeträge E_{fs} nach den Gleichungen (4.79) bis (4.81), E_{fr} nach den Gleichungen (4.82) bis (4.84) oder E_f nach den Gleichungen (4.85) bis (4.87) sowie E_c nach den Gleichungen (4.95) und (4.105) als resultierender Anteil am Paarungsausgleichsbetrag E zugrunde zu legen.

6.2 Fertigung von Gewinden

Das Ziel der Fertigung von Gewinden ist die möglichst wirtschaftliche Herstellung der jeweiligen Gewinde unter Einhaltung der geltenden Spezifikation. Die Einflussgrößen auf den Paarungsflankendurchmesser, die sich aus den während der Fertigung ungewollt erzeugten Abweichungen der betreffenden Bestimmungsgrößen des Gewindes ergeben, sind sowohl vom angewandten Fertigungsverfahren als auch von den gewählten Fertigungsparametern abhängig und somit natürlich auch beeinflussbar. Die möglichst genaue Kenntnis der dabei auftretenden und sehr komplexen Zusammenhänge ist daher bei der Fertigung von Gewinden von besonderer Bedeutung.

Für Gewinde, die durch spanende Bearbeitung oder durch Umformen gefertigt werden, lassen sich den betreffenden Einflussgrößen auf den Paarungsflankendurchmesser die grundlegenden, sie verursachenden Abweichungen während der Fertigung von Gewinden wie folgt zuordnen:

- Abweichungen der Teilung oder der Steigung werden verursacht durch:
 - Abweichungen der Relativbewegung zwischen Gewindewerkzeug und Werkstück vornehmlich in axialer Richtung, also entlang einer Parallelen zur Achse des Flankendurchmessers, aber auch in radialer Richtung, also entlang einer Senkrechten zur Achse des Flankendurchmessers,
 - Abweichungen der Geometrie des Gewindewerkzeuges,
 - Verschleiß des Gewindewerkzeuges.
- Gewindeflankenwinkelabweichungen werden verursacht durch:
 - Abweichungen der Geometrie des Gewindewerkzeuges,
 - Abweichungen der Ausrichtung des Gewindewerkzeuges in Bezug auf die Achse des Flankendurchmessers,
 - Verschleiß des Gewindewerkzeuges.
- Geradheitsabweichungen der Gewindeflanken werden verursacht durch:
 - Abweichungen der Geometrie des Gewindewerkzeuges,
 - Verschleiß des Gewindewerkzeuges.
- Die Rauheit der Gewindeflanken wird beeinflusst durch:
 - Oberflächenbeschaffenheit des Gewindewerkzeuges,
 - Verschleiß des Gewindewerkzeuges,
 - Zustellung und Vorschub des Gewindewerkzeuges bzw. des Werkstückes,
 - Schwingungen während der Bearbeitung.
- Formabweichungen des Flankendurchmesserzylinders oder des Flankendurchmesserkegels werden verursacht durch:
 - Abweichungen der Relativbewegung zwischen Gewindewerkzeug und Werkstück vornehmlich in radialer Richtung, also entlang einer Senkrechten zur Achse des Flankendurchmessers, aber auch in axialer Richtung, also entlang einer Parallelen zur Achse des Flankendurchmessers,
 - Abweichungen der Geometrie des Gewindewerkzeuges,

- Verschleiß des Gewindewerkzeuges.

Die vorstehende Aufstellung kann und soll selbstverständlich keinen Anspruch auf Vollständigkeit erheben, da sie lediglich die grundlegenden und damit nicht verfahrensspezifischen Einflussfaktoren benennt. Sie soll jedoch als Basis zur Beurteilung des Fertigungsprozesses dienen. Auf dieser Grundlage ist schließlich das im jeweiligen Einzelfall angewandte Fertigungsverfahren, einschließlich der gewählten Fertigungsparameter, einer ausführlichen Analyse zu unterziehen und die Liste der Einflussfaktoren entsprechend zu konkretisieren und zu ergänzen.

Die dann während des Fertigungsprozesses zielgerichtet vorgenommene messtechnische Überwachung der betreffenden Einflussgrößen auf den Paarungsflankendurchmesser, einschließlich der sie verursachenden Einflussfaktoren, lässt unerwünschte bzw. unzulässige Abweichungen rechtzeitig erkennen.

Durch die nachfolgend mögliche, entsprechende Gestaltung und Steuerung des Fertigungsprozesses können die jeweiligen Einflussgrößen auf den Paarungsflankendurchmesser und mit ihnen auch der entstehende Paarungsausgleichsbetrag in den zulässigen Grenzen gehalten werden.

6.3 Prüfung von Gewinden

6.3.1 Taylorscher Grundsatz

Dem Taylorschen Grundsatz kommt in der Längenmesstechnik bei der Prüfung von Werkstücken, die mit einem zugehörigen Gegenstück gepaart werden sollen, eine fundamentale Bedeutung zu.

So muss natürlich auch die Prüfung von Gewinden in möglichst großer Übereinstimmung mit dem Taylorschen Grundsatz erfolgen. Dieser verlangt hinsichtlich der Gutseite die gemeinsame Prüfung aller Bestimmungsgrößen in Form eines Paarungsmaßes, also der Verkörperung eines geometrisch-idealen Gegenstückes – und damit auch des Paarungsflankendurchmessers. Bezüglich der Ausschussseite hingegen muss die Prüfung der örtlichen Istmaße des Flankendurchmessers sowie der weiteren spezifizierten Bestimmungsgrößen einzeln erfolgen.

Die vollständige Umsetzung des Taylorschen Grundsatzes gewährleistet – durch die Berücksichtigung des vorliegenden Paarungsflankendurchmessers und der vorliegenden örtlichen Flankendurchmesser des jeweiligen Gewindes – die Prüfung der Erfüllung der Gleichungen (6.1) bis (6.4).

Somit wird nicht nur die Einhaltung der spezifizierten Grenzmaße hinsichtlich Gut- und Ausschussseite, sondern auch stets die Paarungsfähigkeit mit dem zugehörigen Gegenstück geprüft.

Der Taylorsche Grundsatz hat daher auch unter den Gesichtspunkten der modernen GPS-Normung und vor dem Hintergrund der zur Verfügung stehenden modernen Messverfahren nichts von seiner Gültigkeit verloren.

In der industriellen Praxis erfolgt die Prüfung von Gewinden überwiegend mit den zugehörigen Lehren.

Bei der Prüfung zylindrischer Gewinde verkörpern die Gewinde-Gutlehren den Paarungsflankendurchmesser als Höchstmaß des Außengewindes bzw. als Mindestmaß des Innengewindes. Sie entsprechen damit weitestgehend den Forderungen des Taylorschen Grundsatzes und der Prüfung der Einhaltung der Spezifikation entsprechend den Gleichungen (6.1) bzw. (6.2). Lediglich die Gewinde-Gutrachenlehre ist bezüglich des Taylorschen Grundsatzes als Kompromiss anzusehen, da sie eine Prüfung im Axialschnitt durchführt und damit keine Verkörperung des Paarungsflankendurchmessers darstellt.

Die Gewinde-Ausschusslehren zur Prüfung zylindrischer Gewinde entsprechen den Forderungen des Taylorschen Grundsatzes im Allgemeinen nicht, da sie trotz ihres Gewindeprofils mit verkürzten Gewindeflanken und ihrer verringerten Prüflänge dennoch eher ein Paarungsmaß als einen örtlichen Flankendurchmesser als Mindestmaß des Außengewindes bzw. als Höchstmaß des Innengewindes verkörpern. Die Gewinde-Ausschusslehren können einer Prüfung der Erfüllung der Gleichungen (6.3) und (6.4) somit nicht exakt genügen. Eine Ausnahme stellt hierbei die Gewinde-Ausschussrachenlehre dar, da sie näherungsweise einen örtlichen Flankendurchmesser verkörpert und damit den Forderungen des Taylorschen Grundsatzes annähernd entspricht.

Die Prüfung von kegeligen Außen- und Innengewinden oder von zylindrischen Innengewinden, die mit kegeligen Außengewinden gepaart werden, erfolgt mit Gewinde-Grenzlehren. Diese vereinen die Gut- und die Ausschussseite mittels entsprechender Toleranzstufen in einer Lehre. Da sie über ein Gewindeprofil mit vollen Gewindeflanken verfügen, verkörpern sie hinsichtlich der Gut- und der Ausschussseite den jeweiligen Paarungsflankendurchmesser.

Bezüglich der Ausschussseite lässt sich der Taylorsche Grundsatz letztlich nur durch die Messung der einzelnen spezifizierten Bestimmungsgrößen exakt erfüllen. Die entsprechende Prüfung der Erfüllung der Gleichungen (6.3) und (6.4) ist somit nur durch die Messung einer hinreichend großen Anzahl örtlicher Flankendurchmesser möglich.

6.3.2 Lehren oder Messen

Die Frage „Lehren oder Messen?“ wird, auch mit Hinblick auf die sich weiter entwickelnden Messverfahren, immer wieder gestellt. Die Antwort lässt sich zum großen Teil aus der Notwendigkeit der Berücksichtigung des Taylorschen Grundsatzes ableiten.

Damit ist bei der Prüfung von Gewinden hinsichtlich der Gutseite die Anwendung der entsprechenden Gewinde-Gutlehren allen anderen Prüfverfahren, also auch einer Messung des Flankendurchmessers vorzuziehen. Schließlich steht derzeit auch noch kein Messverfahren zur Verfügung, welches eine definitionsgemäße, schnelle, prozesssichere und wirtschaftliche Prüfung des Paarungsflankendurchmessers gewährleistet, so wie dies bei der Anwendung von Lehren der Fall ist.

Bei der Prüfung von Gewinden bezüglich der Ausschussseite führt die Messung örtlicher Istmaße der jeweiligen Bestimmungsgröße, also z. B. des Flankendurchmessers, zur Erfüllung des Taylorschen Grundsatzes. In der industriellen Praxis ist diese Vorgehensweise jedoch wenig verbreitet. Vielmehr werden zumeist die entsprechenden

Gewinde-Ausschusslehren eingesetzt. Die Nichterfüllung des Taylorschen Grundsatzes wird dabei aufgrund der Wirtschaftlichkeit des Einsatzes der Gewinde-Ausschusslehren, aber auch im Vertrauen auf die Prozesssicherheit der modernen Gewindefertigung akzeptiert.

Mehr Aufmerksamkeit werden zukünftig auch die Bestimmungsgrößen des Gewindes verlangen, deren Grenzmaße nicht als Gut- oder Ausschusseite eingeordnet werden können. Dabei handelt es sich vornehmlich um die Teilung, die Steigung und die Gewindeflankenwinkel. Die gemeinsame Wirkung der Abweichungen dieser und weiterer Bestimmungsgrößen auf den Paarungsflankendurchmesser wird zwar durch die Prüfung mit der entsprechenden Gewinde-Gutlehre sicher erkannt, eine Prüfung der genannten Bestimmungsgrößen hinsichtlich ihrer Grenzmaße ist jedoch nur durch eine entsprechende Messung möglich.

Es zeigt sich daher, dass keinem der Verfahren Lehren oder Messen der alleinige Vorzug eingeräumt werden kann. Die Anwendung von Lehren ist bei der Prüfung von Gewinden notwendig und sollte in sinnvoller Weise durch geeignete Messverfahren ergänzt werden, um eine – bezüglich der betreffenden Spezifikation des Gewindes – vollständige Prüfung sicher zu stellen. Die Wahl des geeigneten Prüfverfahrens wird dabei letztlich von den im Einzelfall vorliegenden technischen und wirtschaftlichen Randbedingungen bestimmt.

6.3.3 Wirtschaftliche Möglichkeiten der Prüfung von Gewinden

Die Aufgabe der Prüfung von Gewinden besteht darin, schnell, prozesssicher, wirtschaftlich und hinreichend genau festzustellen, ob ein gefertigtes Gewinde hinsichtlich einzelner oder auch aller Bestimmungsgrößen der betreffenden Spezifikation entspricht. Die Prüfung von Gewinden kann dabei der Überwachung des Fertigungsprozesses oder auch der Abnahme des gefertigten Gewindes durch den Hersteller, den Lieferanten oder den Kunden bzw. den Anwender dienen.

Je nach Gewindeart kommt dabei überwiegend das zugehörige genormte Lehrensystem zum Einsatz (Auswahl: [31], [32], [33], [34], [35], [36]). Die Anwendung von Lehren ist – in Abhängigkeit von den vorliegenden Bedingungen – das zumeist wirtschaftlichste Prüfverfahren. Außerdem basiert sie, als einziges Prüfverfahren, auf einer tatsächlichen Paarung von Gewinden und gewährleistet somit eine direkte, sichere und wenig aufwändige Prüfung der Paarungsfähigkeit. Lehren können ferner, aufgrund ihrer relativen Unempfindlichkeit gegenüber den bei der Fertigung von Gewinden auftretenden Einflüssen, eben auch im unmittelbarem Bereich der Fertigung zum Einsatz kommen.

Aus diesen Gründen sind Lehren im Sinne einer wirtschaftlichen Prüfung von Gewinden nicht nur bislang unverzichtbar, sondern werden dies in absehbarer Zeit auch bleiben.

Dennoch werden zukünftig neue oder weiterentwickelte Messverfahren die Anwendung von Lehren in verschiedenen Bereichen zunehmend sinnvoll ergänzen. Von besonderer

Bedeutung werden dabei die Verfahren sein, die das Gewinde ganzheitlich, also als dreidimensionales Objekt erfassen können. Die grundlegenden technischen Voraussetzungen für derartige Messverfahren sind heute bereits zum großen Teil erfüllt. Für diesen Zweck geeignet sind dabei neben den taktilen insbesondere auch optische Verfahren, wie etwa das Fokusvariationsverfahren.

Der entscheidende Vorteil der Erfassung des Gewindes als dreidimensionales Objekt besteht in der Möglichkeit der definitionsgemäßen Prüfung aller spezifizierten Bestimmungsgrößen. Dies macht unter der Voraussetzung einer entsprechenden Wirtschaftlichkeit derartige Verfahren für industrielle Anwendungen zukünftig besonders interessant.

Die in Abschnitt 2 der vorliegenden Arbeit enthaltenen neuen Definitionen bilden erstmals eine Grundlage für die eindeutige messtechnische Auswertung bezüglich der entsprechenden Bestimmungsgrößen des Gewindes.

Auf der Basis dieser Definitionen können aus dem ermittelten messtechnischen Modell des Gewindes die Achse des Flankendurchmessers, beliebige Axialschnitte, beliebige örtliche Flankendurchmesser, die Flankendurchmesserlinien und der Flankendurchmesserzylinder bzw. der Flankendurchmesserkegel eindeutig ermittelt werden.

Ferner ist ebenso die Bestimmung der Achse des einfachen Flankendurchmessers und beliebiger örtlicher einfacher Flankendurchmesser möglich. Dies ist beispielsweise dann von Bedeutung, wenn ein Vergleich mit Ergebnissen aus dem Dreidraht- oder dem Zwei- oder Dreikugelmessverfahren vorgenommen werden soll.

Aus den messtechnisch ermittelten Werten der betreffenden Einflussgrößen auf den Paarungsflankendurchmesser lässt sich mit den in Abschnitt 4 enthaltenen Gleichungen der Paarungsausgleichsbetrag E und damit auch der Paarungsflankendurchmesser des betrachteten Gewindes näherungsweise bestimmen. Dies ist insbesondere dann sinnvoll, wenn einzelne, tatsächlich vorliegende Abweichungen am Gewinde hinsichtlich ihrer Wirkung auf den Paarungsflankendurchmesser analysiert werden sollen oder wenn eine exakte Bestimmung des Paarungsflankendurchmessers nicht notwendig bzw. aufgrund des gewählten Messverfahrens nicht möglich ist.

Bei einer entsprechend vollständigen messtechnischen Erfassung des Gewindes ist jedoch auch die direkte Bestimmung des Paarungsflankendurchmessers, also dessen Messung möglich. Dies geschieht durch die virtuelle Einpassung des zugehörigen geometrisch-idealen Gegenstückes entsprechend der Definition des Paarungsflankendurchmessers in das ermittelte messtechnische Modell des betrachteten Gewindes. Gleichzeitig führt dies auch zur Bestimmung der Achse des Paarungsflankendurchmessers.

Voraussetzung für eine sinnvolle Messung des Paarungsflankendurchmessers ist selbstverständlich immer die hinreichend vollständige messtechnische Erfassung des betrachteten Gewindes. So kann beispielsweise nach der Erfassung eines einzigen Axialschnittes kaum von einer sinnvollen Messung des Paarungsflankendurchmessers die Rede sein. Aber auch eine taktile Messung mittels 3-D-Koordinatenmessmaschine ist möglicherweise unzureichend, wenn die Anzahl der ermittelten Messpunkte insgesamt oder hinsichtlich einzelner Bestimmungsgrößen zu gering ist.

Die zukünftige Entwicklung von Verfahren zur Messung des Paarungsflankendurchmessers setzt daher das genaue Verständnis der Wirkung der Einflussgrößen auf den

Paarungsflankendurchmesser voraus. Dabei sollen die in Abschnitt 4 enthaltenen Betrachtungen als entscheidende Grundlage dienen, da sich aus ihnen die notwendigen Schlussfolgerungen bezüglich der zu wählenden Messstrategie ableiten lassen.

Jede der betreffenden Einflussgrößen auf den Paarungsflankendurchmesser stellt spezifische Anforderungen an den notwendigen Grad der Vollständigkeit der messtechnischen Erfassung des Gewindes. Diese Anforderungen sind entsprechend der angestrebten Messunsicherheit des Verfahrens zu definieren und schließlich umzusetzen. So erfordert eine kleinere angestrebte Messunsicherheit zumeist eine entsprechend vergrößerte Anzahl von Messpunkten. Dies kann letztlich bis zur Berücksichtigung des Einflusses der Rauheit der Gewindeflanken führen.

Die bei der messtechnischen Bestimmung des Paarungsflankendurchmessers vorzunehmenden Ausgleichsrechnungen müssen hinsichtlich ihrer Anzahl auf das notwendige Minimum beschränkt und stets unter dem Gesichtspunkt durchgeführt werden, dass die Paarung des betrachteten Gewindes mit dem zugehörigen geometrisch-idealen Gegenstück nicht entlang einer berechneten virtuellen Ausgleichsgeometrie erfolgt, sondern von der tatsächlich vorhandenen Oberfläche des betrachteten Gewindes abhängig ist.

Der Erfolg zukünftiger Messverfahren zur ganzheitlichen Erfassung von Gewinden hängt von verschiedenen Faktoren ab. Zu diesen gehören eine hohe Wirtschaftlichkeit, kurze Messzeiten, hinreichend kleine Messunsicherheiten, die definitionsgemäße Ermittlung der relevanten Bestimmungsgrößen einschließlich des Paarungsflankendurchmessers und die Möglichkeit zur Erfassung verschiedener Gewindearten mit entsprechender Flexibilität hinsichtlich des Gewinde- Nenndurchmessers, der Teilung und der Steigung.

7 Zusammenfassung und Ausblick

Mit der vorliegenden Arbeit wurde eine umfassende Untersuchung der Bestimmungsgröße Paarungsflankendurchmesser durchgeführt.

Die dabei in Abschnitt 2 erarbeiteten neuen Definitionen ermöglichen erstmals die eindeutige geometrische Beschreibung und Erfassung wirklicher Gewinde im Bereich der Gewindeflanken. Dies betrifft wichtige Bestimmungsgrößen wie den Flankendurchmesser, den Flankendurchmesserzylinder bzw. den Flankendurchmesserkegel, den einfachen Flankendurchmesser und den Paarungsflankendurchmesser.

Allgemein wirksam können die neuen Definitionen jedoch erst durch eine Übernahme in das deutsche und in das internationale Normenwerk werden.

Seitens des Normenausschusses „Gewinde“ des DIN besteht ein großes Interesse zur Überarbeitung von DIN 2244 [2]. Der Verfasser beabsichtigt, nach dem Beginn eines entsprechenden Normungsprojektes, die in Abschnitt 2 erarbeiteten Begriffe und Definitionen zur Übernahme in DIN 2244 vorzuschlagen. Bei der Überarbeitung der Norm ist besonders auf die logische und systematische Abfolge der Begriffe und Definitionen zu achten. Ferner ist zu untersuchen, ob weitere Definitionen hinsichtlich der Berücksichtigung der Geometrie wirklicher Gewinde zu überarbeiten sind. So ermöglicht und erfordert insbesondere die neue Definition der Flankendurchmesserlinie aus Abschnitt 2.5 eine differenziertere Sicht auf die Teilung, die Steigung, die Zweiflankenteilung und die Zweiflankensteigung sowie auf die Abweichungen dieser Bestimmungsgrößen. Unerlässlich sind ferner neben der Erweiterung des Anwendungsbereiches von DIN 2244 auf die kegeligen Gewinde auch die damit verbundenen notwendigen Ergänzungen der Definitionen.

Um eine spätere Übernahme in ISO 5408 [3] zu ermöglichen bzw. zu erleichtern, sollte sich die neu zu erstellende Fassung von DIN 2244, soweit dies durchführbar und fachlich sinnvoll ist, am Aufbau der aktuellen ISO 5408 orientieren. Bestehende Unterschiede und Widersprüche zwischen den beiden Normen sollten dabei erkannt und, soweit möglich, beseitigt werden. Vorteilhaft ist auch die zusätzliche Herausgabe einer englischen Fassung der neuen DIN 2244.

Von besonderer Bedeutung ist natürlich letztendlich die international einheitliche Begriffsbestimmung innerhalb der Norm ISO 5408, die ebenfalls einer grundlegenden und umfassenden Überarbeitung bedarf. Aus diesem Grunde ist es sinnvoll, seitens des DIN einen entsprechenden Antrag zu stellen und gleichzeitig den Inhalt der neuen DIN 2244 zur Übernahme vorzuschlagen. Das Ergebnis dieses Normungsprojektes sollte eine fachlich vollständige ISO 5408 sein, welche die Erkenntnisse der vorliegenden Arbeit beinhaltet und als DIN ISO 5408 auch in das deutsche Normenwerk übernommen werden kann.

An dieser Stelle sei auch auf die fehlende Festlegung des Nennprofils des Metrischen ISO-Gewindes innerhalb der ISO-Normen hingewiesen. ISO 68-1 [68] (bzw. DIN ISO 68-1 [20]) enthält lediglich das Grundprofil dieser wichtigsten und am häufigsten angewendeten Gewindeart. Das für viele Betrachtungen so wesentliche Nennprofil ist im deutschen Normenwerk allerdings in DIN 13-19 [21] festgelegt. Diese Norm sollte hinsichtlich ihrer Eignung für eine Übernahme als entsprechende ISO-Norm untersucht und gegebenenfalls überarbeitet werden. Die Festlegung des

Nennprofils des Metrischen ISO-Gewindes auf internationaler Ebene ist notwendig und sollte deshalb ein Ziel der weiteren Normungsarbeit sein.

In Abschnitt 4, dem Hauptteil der vorliegenden Arbeit, wurden die Einflussgrößen auf den Paarungsflankendurchmesser systematisch und umfassend beschrieben und analysiert. Dabei wurden erstmals alle Einflussgrößen berücksichtigt. In die Betrachtungen wurden nahezu alle Gewinde eingeschlossen, die auf einem Ausgangsdreieck des Gewindeprofils beruhen. Während die vorgenommenen Ausführungen die komplexen Zusammenhänge eingehend vermitteln, ermöglichen die erarbeiteten Gleichungen die Berechnung des Paarungsausgleichsbetrages und damit auch des Paarungsflankendurchmessers. Es wurde allerdings auch eindeutig dargestellt, dass beide Bestimmungsgrößen nicht exakt, sondern lediglich näherungsweise berechnet werden können.

Die grundsätzliche Eignung der in Abschnitt 4 enthaltenen Betrachtungen zur hinreichend genauen Analyse und Beurteilung wirklicher Gewinde wurde in Abschnitt 5 anhand von Versuchen zur Bestimmung von Paarungsausgleichsbeträgen untersucht und einer entsprechenden Bewertung unterzogen.

Aus den durchgeführten Versuchen geht hervor, dass die am Gewinde vorliegenden Abweichungen sich hinsichtlich ihrer Wirkung auf den Paarungsausgleichsbetrag gegenseitig beeinflussen können. Dies kann zu Differenzen zwischen dem berechneten und dem tatsächlich vorliegenden Paarungsausgleichsbetrag führen. Die sehr vielfältigen Möglichkeiten dieser gegenseitigen Beeinflussung erfordern im konkreten Einzelfall eine entsprechende Analyse und Beurteilung der vorliegenden Abweichungen des betrachteten Gewindes.

Somit zeigen auch die durchgeführten Versuche, dass die Berechnung des Paarungsflankendurchmessers eines wirklichen Gewindes lediglich näherungsweise möglich ist. Sie bestätigen allerdings auch die grundsätzliche Eignung der in Abschnitt 4 enthaltenen Betrachtungen zur hinreichend genauen Analyse und Beurteilung wirklicher Gewinde.

Die Bestimmungsgröße Paarungsflankendurchmesser berücksichtigt die Einflüsse aller geometrischen Merkmale im Bereich der Gewindeflanken eines wirklichen Gewindes auf dessen Paarungsfähigkeit. Der Paarungsflankendurchmesser und der Paarungsausgleichsbetrag beeinflussen ein Gewinde jedoch auch hinsichtlich dessen weiterer Funktionen wie Befestigen, Bewegen, Zentrieren oder Dichten. Beide Bestimmungsgrößen sind somit bereits bei der Spezifikation, bei der anschließenden Fertigung und letztlich auch bei der Prüfung des Gewindes zu berücksichtigen. In Abschnitt 6 wurden daher die bezüglich der genannten Bereiche auftretenden Zusammenhänge dargestellt und entsprechende Schlussfolgerungen erarbeitet.

Die Paarungsfähigkeit des Gewindes sollte zukünftig bereits eindeutig auf dessen Spezifikation beruhen. Dazu sind das Höchstmaß des Flankendurchmessers des Außengewindes und das Mindestmaß des Flankendurchmessers des Innengewindes ausdrücklich als Paarungsflankendurchmesser festzulegen.

Eine vollständige Spezifikation muss außerdem die sinnvolle und funktionsgerechte Tolerierung aller betreffenden Bestimmungsgrößen umfassen. Die in Abschnitt 4 enthaltenen Gleichungen bilden dabei eine entscheidende Grundlage, da sie den jeweils vorliegenden Zusammenhang zum Paarungsausgleichsbetrag und damit auch zum

Paarungsflankendurchmesser eindeutig beschreiben. Auf dieser Basis können zukünftig neben der Toleranz für den Flankendurchmesser insbesondere die Grenzabmaße und Toleranzen für die Teilung, die Steigung und die Gewindeflankenwinkel, die Formtoleranzen und die Rauheit funktionsgerecht bestimmt werden.

Die Kenntnis und Berücksichtigung der in Abschnitt 4 enthaltenen Betrachtungen ist auch hinsichtlich der Fertigung von Gewinden von entscheidender Bedeutung. Auf ihrer Grundlage ist die zielgerichtete messtechnische Überwachung der Einflussgrößen auf den Paarungsflankendurchmesser, einschließlich der sie verursachenden Einflussfaktoren und damit auch die entsprechende Gestaltung und Steuerung des Fertigungsprozesses möglich.

Die Prüfung von Gewinden dient neben der Überwachung des Fertigungsprozesses insbesondere der Abnahme der gefertigten Gewinde.

Zum Nachweis der Paarungsfähigkeit mit dem zugehörigen Gegenstück ist dabei die Anwendung von Lehren allen anderen Prüfverfahren vorzuziehen. Die Prüfung einzelner Bestimmungsgrößen erfolgt jedoch vorrangig durch deren Messung.

Die weitere Entwicklung bestehender oder neuer Messverfahren ist daher zukünftig von entscheidender Bedeutung. Die funktionsgerechte Tolerierung aller betreffenden Bestimmungsgrößen des Gewindes ist schließlich erst dann sinnvoll, wenn geeignete und vor allem wirtschaftliche Messverfahren zur Verfügung stehen.

Von besonderem Interesse sind dabei zunehmend die Verfahren, die eine ganzheitliche Erfassung des Gewindes als dreidimensionales Objekt gewährleisten.

Insbesondere für diese Verfahren bilden die in Abschnitt 2 erarbeiteten neuen Definitionen erstmals eine Grundlage für die eindeutige messtechnische Auswertung bezüglich der betreffenden Bestimmungsgrößen wirklicher Gewinde. Die Definitionen sind daher bereits in zwei wissenschaftliche Forschungsprojekte unter Beteiligung der TU Ilmenau [69] und der PTB Braunschweig [70] eingeflossen.

Die exakte Bestimmung des Paarungsflankendurchmessers eines wirklichen Gewindes ist letztlich nur durch dessen Messung möglich. Unbedingte Voraussetzung ist dabei die entsprechend vollständige messtechnische Erfassung des Gewindes. Bei der Entwicklung der dazu geeigneten Messverfahren lassen sich aus den in Abschnitt 4 enthaltenen Betrachtungen die erforderlichen sinnvollen Messstrategien ableiten.

Die vorliegende Arbeit trägt wesentlich zum Verständnis des Gewindes als komplexes Geometrieelement bei. Sie kann und soll insbesondere der Weiterentwicklung bestehender oder neuer Messverfahren dienen. Zugleich kann die Berücksichtigung der in der vorliegenden Arbeit enthaltenen Erkenntnisse in der nationalen und internationalen Normungsarbeit wesentlich dazu beitragen, die Definitionen der betreffenden Bestimmungsgrößen wirklicher Gewinde sowie deren messtechnische Erfassung zukünftig verbindlich und einheitlich festzulegen.

Dies ermöglicht schließlich die Umsetzung eines erweiterten Funktionsumfanges der betreffenden Gewinde, aus dem sich die jeweils entsprechenden vollständigen Spezifikationen ableiten lassen. Die damit verbundenen neuen und erhöhten Anforderungen an die Fertigung von Gewinden werden auch auf diesem Gebiet eine Weiterentwicklung bewirken.

Anlage I – Begriffe deutsch – englisch

DIN 2244 [2] und ISO 5408 [3] enthalten jeweils eine Gegenüberstellung deutscher und entsprechender englischer Begriffe. Die in DIN 2244 aufgeführten englischen Begriffe stimmen jedoch nicht in jedem Fall mit denen aus der später erschienenen ISO 5408 überein. ISO 5408 enthält gleichfalls einige Fehler in der Zuordnung der entsprechenden deutschen Begriffe. Ferner sind bestimmte Begriffe in jeweils nur einer der beiden Normen aufgeführt.

Um Missverständnisse in der internationalen Verständigung zu vermeiden, enthält Tabelle I.1 daher die in dieser Arbeit vorkommenden und in den beiden genannten Normen enthaltenen Begriffe mit der zugehörigen englischen Entsprechung. Grundlage der deutschen Begriffe bildet dabei DIN 2244, während die englischen Begriffe aus ISO 5408 entnommen wurden. Dort wo es notwendig war, wurden Ergänzungen durch den Verfasser vorgenommen.

Zusätzlich enthält Tabelle I.1 in dieser Arbeit vorkommende Begriffe, die bisher weder in DIN 2244 noch in ISO 5408 definiert sind, deren Aufnahme in die beiden genannten Normen aber sinnvoll wäre.

Tabelle I.1 – Begriffe deutsch – englisch (1 von 2)

Achse der Schraubenlinie	axis of helix 2)
Achse des Außendurchmessers 1)	axis of major diameter 2)
Achse des einfachen Flankendurchmessers	axis of simple pitch diameter 2)
Achse des Flankendurchmessers	axis of pitch diameter, axis of screw thread
Achse des Kerndurchmessers 1)	axis of minor diameter 2)
Achse des örtlichen Flankendurchmessers 1)	axis of local pitch diameter 2)
Ausgangsdreieck des Gewindeprofils	fundamental triangle 4)
Außendurchmesser	major diameter
Außengewinde, Bolzengewinde	external thread, bolt thread
Axialschnitt 1)	axial plane 2)
einfacher Flankendurchmesser	simple pitch diameter, thread groove diameter
eingängiges Gewinde	single-start thread
Einschraublänge	length of thread engagement
Flankendurchmesser	pitch diameter
Flankendurchmesserkegel 1)	pitch cone
Flankendurchmesserlinie	pitch line
Flankendurchmesserzylinder 1)	pitch cylinder
Flankenüberdeckung	flank overlap
Gesamtsteigungsabweichung	cumulative lead deviation 3)
Gesamtteilungsabweichung	cumulative pitch deviation 3)
Gewinde	screw thread, thread
Gewindeanfang	thread start
Gewindeflanke	flank
Gewindeflankenwinkel	flank angle
Gewindeflankenwinkelabweichung	flank angle deviation 4)

Tabelle I.1 – Begriffe deutsch – englisch (2 von 2)

Gewindegang	groove or ridge 2)
Gewindegrund	root
Gewindelücke	groove
Gewinde-Nenndurchmesser	nominal diameter 4)
Gewindeprofil	profile of thread
Gewindeprofilwinkel	thread angle, included angle
Gewindespitze	crest
Gewindezahn	ridge
Grundprofil	basic profile
Innengewinde, Muttergewinde	internal thread, nut thread
kegeliges Gewinde 1)	taper thread
Kerndurchmesser	minor diameter
mehrgängiges Gewinde	multistart thread
Nennprofil	design profile
örtliche Steigungsabweichung	local lead deviation 2)
örtliche Teilungsabweichung	local pitch deviation 2)
örtliche Zweiflankensteigungsabweichung	local two-flank lead deviation 2)
örtliche Zweiflankenteilungsabweichung	local two-flank pitch deviation 2)
Paarungsausgleichsbetrag 1)	pitch diameter equivalent
Paarungsflankendurchmesser	virtual pitch diameter, functional diameter
Profilmittellinie	center line of profile 2)
Schraubenlinie	helix
Steigung	lead
Steigungsabweichung	lead deviation
Summensteigungsabweichung	sum lead deviation 2)
Summenteilungsabweichung	sum pitch deviation 2)
symmetrisches Gewinde	symmetrical thread
Teilung	pitch
Teilungsabweichung	pitch deviation
unsymmetrisches Gewinde	unsymmetrical thread
Zweiflankengesamtsteigungsabweichung	two-flank cumulative lead deviation 2)
Zweiflankengesamtteilungsabweichung	two-flank cumulative pitch deviation 2)
Zweiflankensummensteigungsabweichung	two-flank sum lead deviation 2)
Zweiflankensummenteilungsabweichung	two-flank sum pitch deviation 2)
Zweiflankensteigung	two-flank lead
Zweiflankensteigungsabweichung	two-flank lead deviation
Zweiflankenteilung	two-flank pitch
Zweiflankenteilungsabweichung	two-flank pitch deviation
zylindrisches Gewinde 1)	cylindrical thread, parallel thread, straight thread
1) in DIN 2244 nicht definiert	
2) in ISO 5408 nicht definiert	
3) deutsche Übersetzung in ISO 5408 fehlerhaft	
4) deutsche Übersetzung in ISO 5408 unvollständig	

Anlage II – Bezugslängen des Flankendurchmessers ein- und mehrgängiger Gewinde

Die Bezugslängen des Flankendurchmessers l sind für Außen- und Innengewinde jeweils gleich groß. Sie sind für ein- bis viergängige Gewinde Bild II.1 zu entnehmen.

Zur Gewährleistung des Vorhandenseins der laut Definition des Flankendurchmessers notwendigen, auf den Mantellinien durch dieselbe Gewindelücke und denselben benachbarten Gewindezahn gebildeten Abschnitte gleicher Länge kann es erforderlich sein, die Bezugslängen jeweils entsprechend der Istwerte von Steigung und Teilung anzupassen.

Für Gewinde mit fünf und mehr Gängen sind die Bezugslängen, dem dargestellten Prinzip folgend, zu vergrößern.

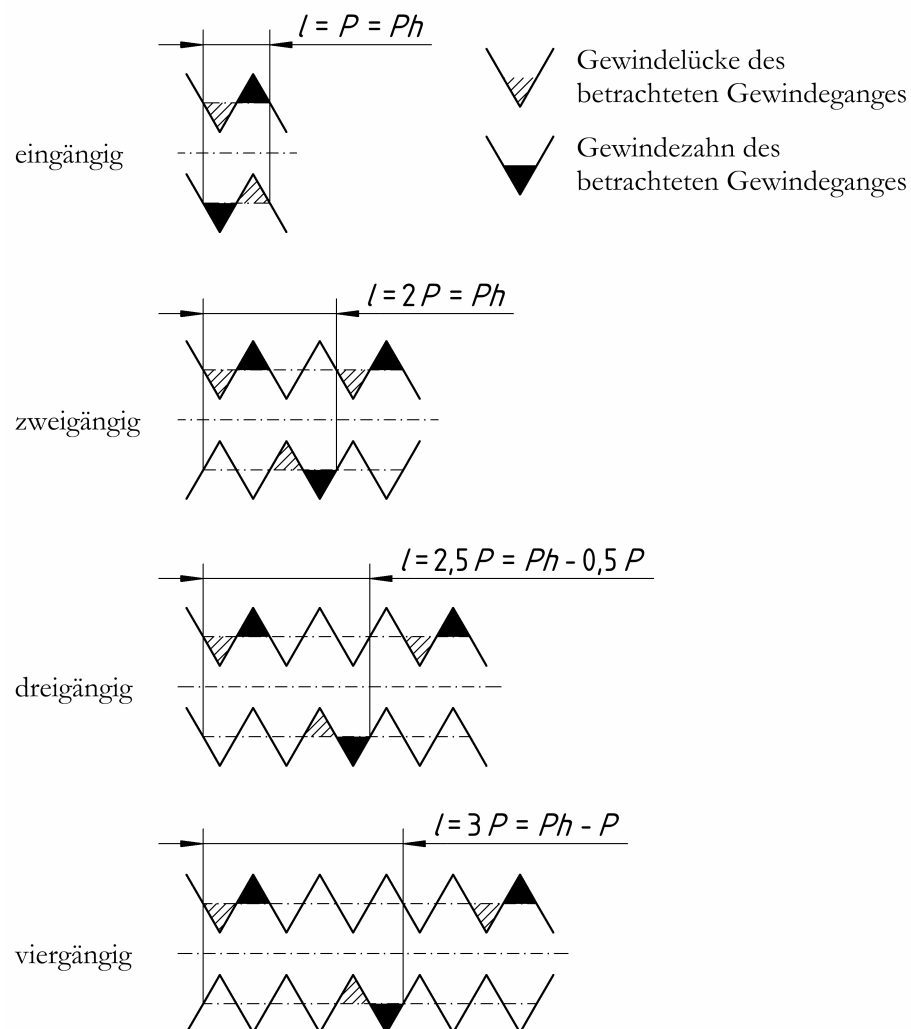


Bild II.1 – Bezugslängen des Flankendurchmessers ein- bis viergängiger Außengewinde

Anlage III – Bezugslängen des einfachen Flankendurchmessers ein- und mehrgängiger Gewinde

Die Bezugslängen des einfachen Flankendurchmessers l_s sind für Außen- und Innengewinde jeweils gleich groß. Sie sind für ein- bis viergängige Gewinde Bild III.1 zu entnehmen. Ausschließlich bei der Anwendung des Dreidraht- oder des Dreikugelmessverfahrens sind die Bezugslängen entsprechend Bild III.2 zu vergrößern.

Zur Gewährleistung des Vorhandenseins der laut Definition des einfachen Flankendurchmessers notwendigen, auf den Mantellinien durch dieselbe Gewindelücke entsprechend der Länge der halben Nennteilung gebildeten Abschnitte kann es erforderlich sein, die Bezugslängen jeweils entsprechend der Istwerte von Steigung und Teilung anzupassen.

Für Gewinde mit fünf oder mehr Gängen sind die Bezugslängen, dem dargestellten Prinzip folgend, zu vergrößern.

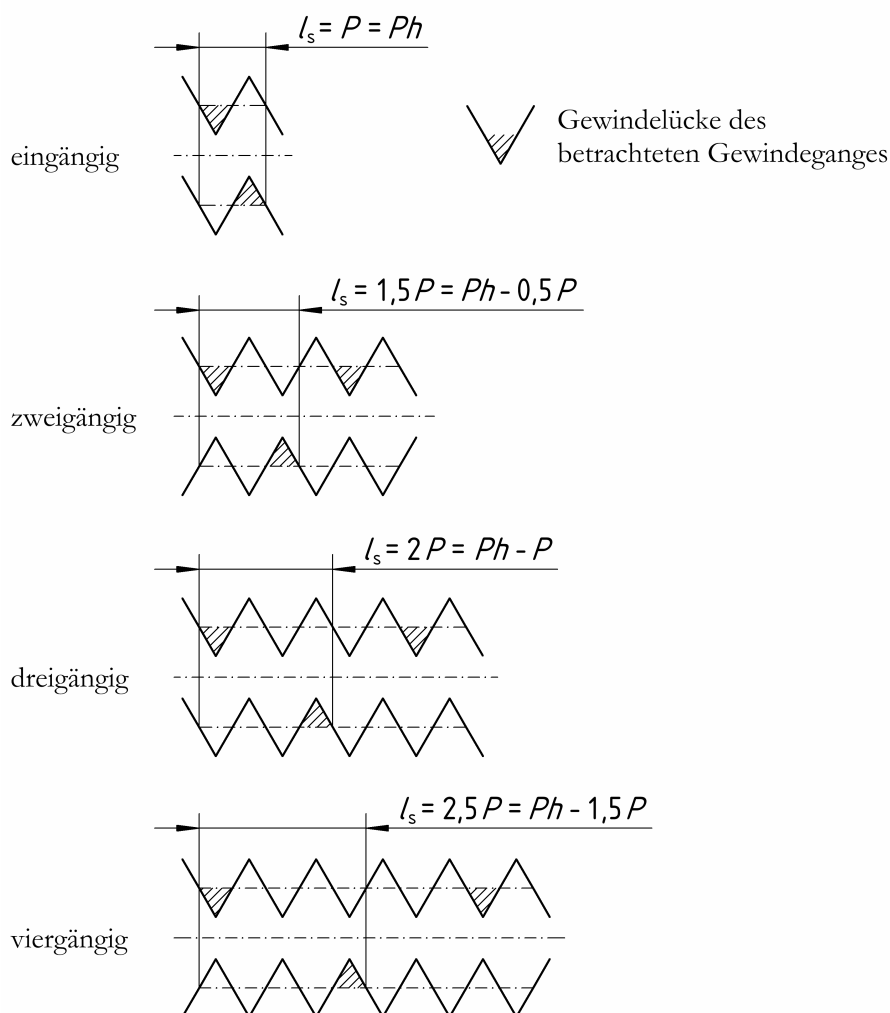


Bild III.1 – Bezugslängen des einfachen Flankendurchmessers ein- bis viergängiger Außengewinde

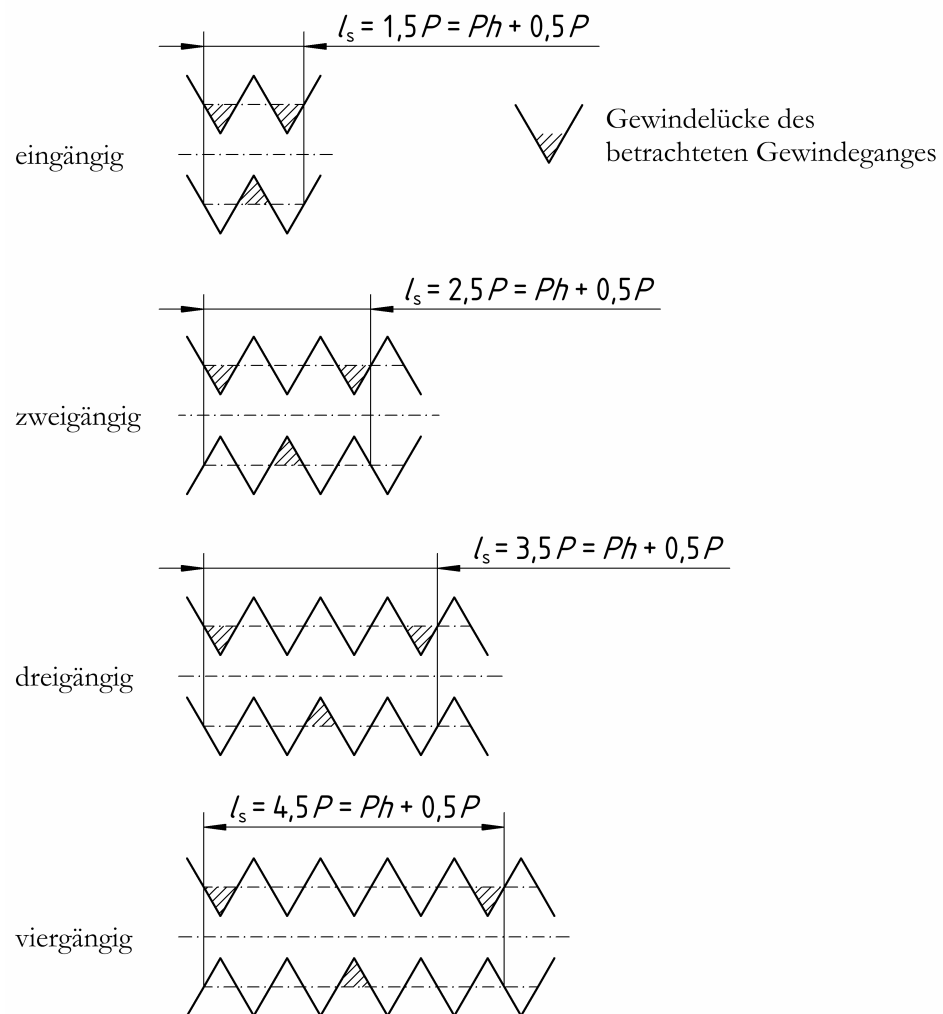


Bild III.2 – Bezugslängen des einfachen Flankendurchmessers ein- bis viergängiger Außengewinde bei Anwendung des Dreidraht- oder des Dreikugelmessverfahrens

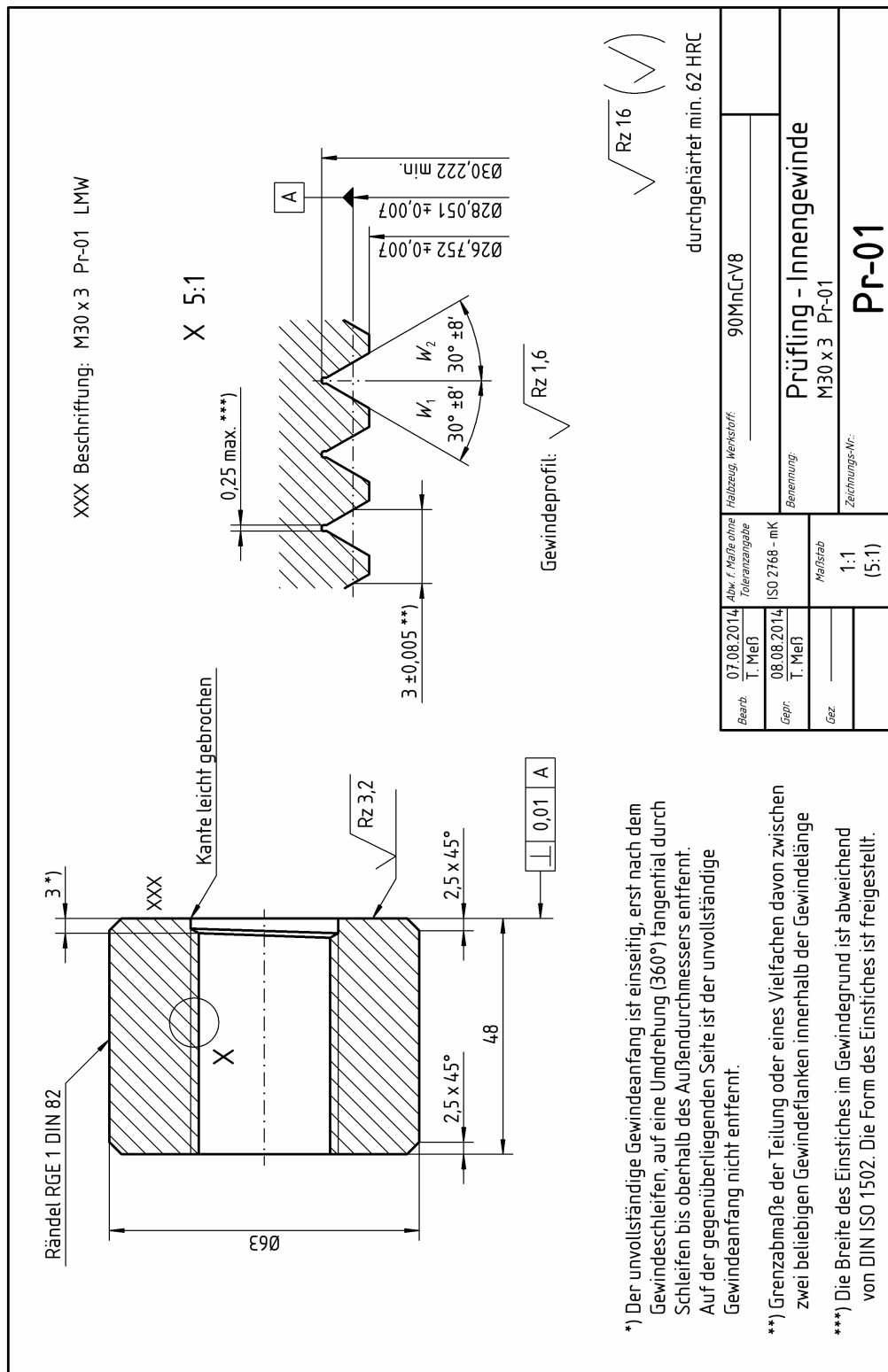
Anlage IV – Spezifikation der Prüflinge

Tabelle IV.1 – Innengewinde M30 x 3, Nennmaße für das Nennprofil nach DIN 13-8 [71] und DIN 13-19 [21]

Werte der Längenmaße in mm	
Außendurchmesser	$D = 30,000$
Flankendurchmesser	$D_2 = 28,051$
Kerndurchmesser	$D_1 = 26,752$
Teilung, Steigung	$P = Ph = 3$
Gewindeflankenwinkel	$\beta_1 = \beta_2 = 30^\circ$

Tabelle IV.2 – Außengewinde M30 x 3, Nennmaße für das Nennprofil nach DIN 13-8 [71] und DIN 13-19 [21]

Werte der Längenmaße in mm	
Außendurchmesser	$d = 30,000$
Flankendurchmesser	$d_2 = 28,051$
Kerndurchmesser	$d_3 = 26,319$
Teilung, Steigung	$P = Ph = 3$
Gewindeflankenwinkel	$\beta_1 = \beta_2 = 30^\circ$



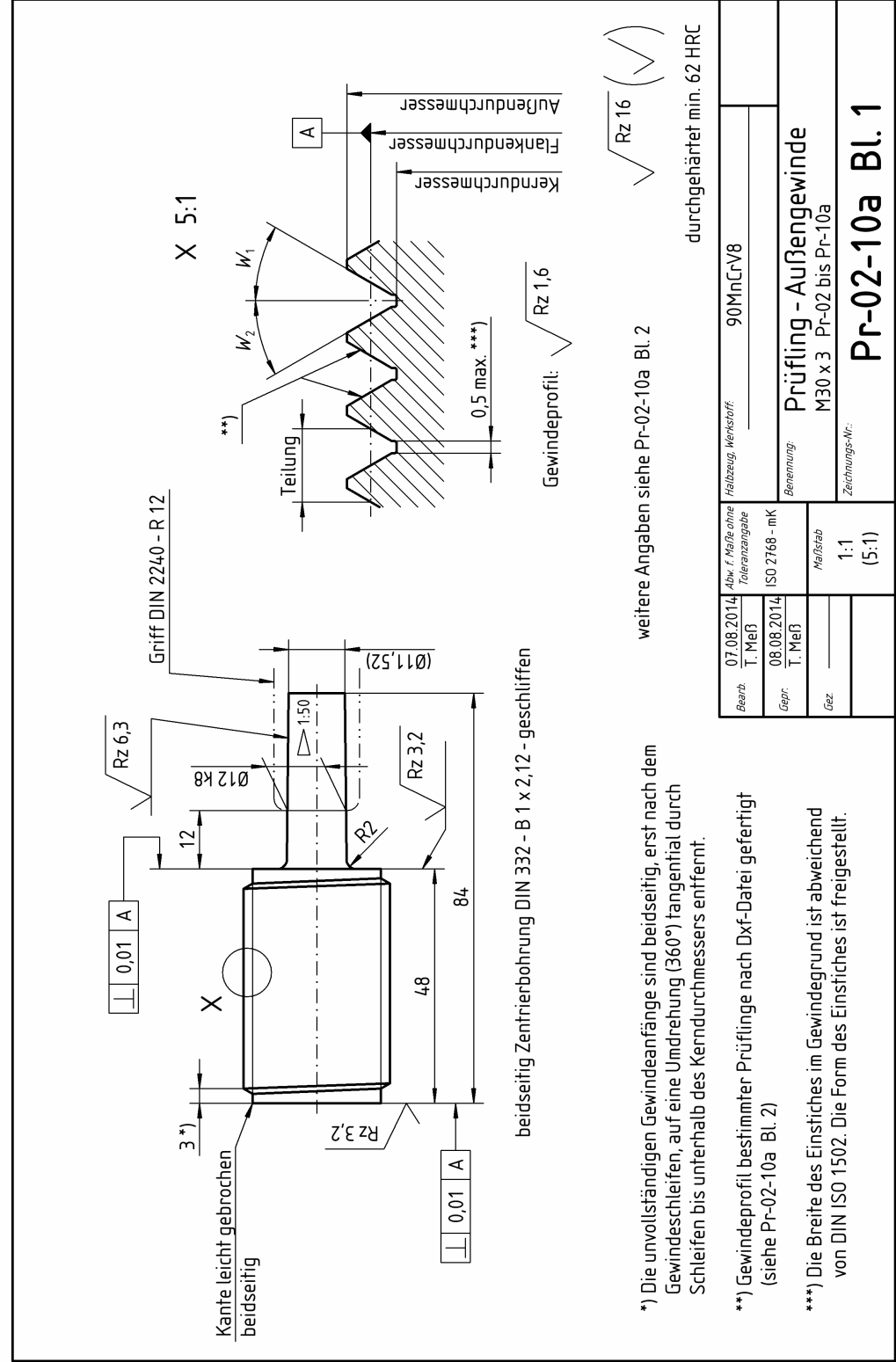


Bild IV.2 – Konstruktionszeichnung Pr-02-10a Bl. 1
(Originalformat A4, Darstellung verkleinert)

Prüfling	Außendurchmesser ±0,005	Flankendurchmesser ±0,005	Kerndurchmesser max.	Teilung ±0,005 *)	Gewindeflankenwinkel W ₁ ±8'	Gewindeflankenwinkel W ₂ ±8'	Dxf-Datei **)	
	Pr-02	29,827	27,878	26,146	3,010	30°	30°	-
	Pr-03	29,854	27,905	26,173	3,005	31°	31°30'	-
	Pr-04	29,816	27,867	26,135	3,005	29°	28°30'	-
	Pr-05	29,832	27,883	26,151	2,995	31°	28°30'	-
	Pr-06	29,843	27,894	26,162	3,005	30°	30°	Pr-06.dxf
	Pr-07	29,913	27,964	26,232	3,005	30°	30°	Pr-07.dxf
	Pr-08	29,784	27,835	26,103	2,995	31°	31°30'	Pr-08.dxf
	Pr-09	29,746	27,797	26,065	3,005	29°	28°30'	Pr-09.dxf
	Pr-10	29,762	27,813	26,081	3,005	31°	28°30'	Pr-10.dxf
Pr-08a	29,831	27,882	26,150	2,995	31°	31°30'	Pr-08.dxf	
Pr-10a	29,784	27,835	26,103	3,005	31°	28°30'	Pr-10.dxf	

Beschriftung auf dem Griff und auf dem Schaft des Prüflings
Beispiel: M30 x 3 Pr-02 LMW

weitere Angaben siehe Pr-02-10a Bl. 1

Bearb.	07.08.2014	Abw. f. Maße ohne Toleranzangabe	Halbzeug, Werkstoff:
	T. Maß		
Gepr.	08.08.2014	-	Benennung: Prüfling - Außengewinde M30 x 3 Pr-02 bis Pr-10a
Gez.		Maßstab	Zeichnungs-Nr.:
		-	Pr-02-10a Bl. 2

*) Grenzabmaße der Teilung oder eines Vielfachen davon zwischen zwei beliebigen Gewindeflanken innerhalb der Gewindelänge

**) Gewindeprofil der entsprechenden Prüflinge nach Dxf-Datei gefertigt

Bild IV.3 – Konstruktionszeichnung Pr-02-10a Bl. 2
(Originalformat A4, Darstellung verkleinert)

Anlage V – Messung der Prüflinge

Die Bedingungen und Ergebnisse der Messung der Prüflinge sind in den Tabellen V.1 bis V.7 zusammengefasst. Diese Tabellen beruhen auf den durch die Lehren- und Meßgerätewerk Schmalkalden GmbH erstellten Prüfprotokollen. Dies betrifft auch die Angabe der erweiterten Messunsicherheiten.

In den Tabellen enthält die Spalte „Soll“ die in Anlage IV spezifizierten Grenzmaße oder die Nennmaße mit den Grenzabmaßen der entsprechenden Bestimmungsgröße.

Die ermittelten Messwerte gehen aus der Spalte „Ist“ hervor. Wurden für eine Bestimmungsgröße eines Prüflings mehrere Messwerte⁷ ermittelt, wird nur der kleinste und der größte Messwert aufgeführt.

In der Spalte „Bemerkung“ wird auf das jeweils verwendete Messgerät und gegebenenfalls auf das Messverfahren, auf die Anzahl der ausgewerteten Axialschnitte und Messebenen, auf die Anzahl der ermittelten Messwerte sowie auf die erweiterte Messunsicherheit verwiesen. Für einige Bestimmungsgrößen differiert die Anzahl der ermittelten Messwerte beim IAC-Masterscanner XP 100 60 verfahrensbedingt zwischen den Prüflingen. In diesen Fällen ist für die jeweilige Bestimmungsgröße die kleinste und die größte Anzahl der pro Prüfling ermittelten Messwerte angegeben.

Tabelle V.1 – Messung des Außendurchmessers

Werte in mm

Prüfling	Außendurchmesser		
	Soll	Ist	Bemerkung
Pr-01	30,2220 min.	30,8312 – 30,8466	1)
Pr-02	29,8220 – 29,8320	29,8250 – 29,8255	2)
Pr-03	29,8490 – 29,8590	29,8530 – 29,8530	2)
Pr-04	29,8110 – 29,8210	29,8140 – 29,8145	2)
Pr-05	29,8270 – 29,8370	29,8310 – 29,8310	2)
Pr-06	29,8380 – 29,8480	29,8430 – 29,8435	2)
Pr-07	29,9080 – 29,9180	29,9125 – 29,9130	2)
Pr-08	29,7790 – 29,7890	29,7840 – 29,7840	2)
Pr-09	29,7410 – 29,7510	29,7445 – 29,7450	2)
Pr-10	29,7570 – 29,7670	29,7610 – 29,7620	2)
Pr-08a	29,8260 – 29,8360	29,8270 – 29,8285	2)
Pr-10a	29,7790 – 29,7890	29,7840 – 29,7840	2)
1) IAC-Masterscanner XP 100 60, Messung in zwei zueinander senkrechten Axialschnitten mit insgesamt 21 Messwerten, $U = 0,002 \text{ mm}$ ($k = 2$)			
2) Mahr-Längenmessmaschine, Messung in zwei zueinander senkrechten Axialschnitten in jeweils zwei Messebenen mit insgesamt vier Messwerten, $U = 0,0015 \text{ mm}$ ($k = 2$)			

⁷ Jeder dieser Messwerte wurde dabei an einer anderen Stelle des betreffenden Prüflings ermittelt.

Tabelle V.2 – Messung des einfachen Flankendurchmessers

Werte in mm

Prüfling	einfacher Flankendurchmesser		
	Soll 1)	Ist	Bemerkung
Pr-01	28,0440 – 28,0580	28,0477 – 28,0507	2)
Pr-02	27,8730 – 27,8830	27,8749 – 27,8764	3)
Pr-03	27,9000 – 27,9100	27,9051 – 27,9061	3)
Pr-04	27,8620 – 27,8720	27,8623 – 27,8638	3)
Pr-05	27,8780 – 27,8880	27,8834 – 27,8844	3)
Pr-06	27,8890 – 27,8990	27,8920 – 27,8935	3)
Pr-07	27,9590 – 27,9690	27,9595 – 27,9635	3)
Pr-08	27,8300 – 27,8400	27,8323 – 27,8368	3)
Pr-09	27,7920 – 27,8020	27,7923 – 27,7933	3)
Pr-10	27,8080 – 27,8180	27,8111 – 27,8131	3)
Pr-08a	27,8770 – 27,8870	27,8773 – 27,8778	3)
Pr-10a	27,8300 – 27,8400	27,8336 – 27,8341	3)
1) Grenzmaße des Flankendurchmessers			
2) ZEISS ULM 01-600 C, Zweikugelmessverfahren, Messkugeldurchmesser 1,7998 mm, Messung in zwei zueinander senkrechten Axialschnitten in jeweils zwei Messebenen mit insgesamt vier Messwerten, $U = 0,0025$ mm ($k = 2$)			
3) Mahr-Längenmessmaschine, Dreidrahtmessverfahren, Messdrahtdurchmesser 1,7317 mm, Messkraft 10 N, Messung in zwei zueinander senkrechten Axialschnitten in jeweils drei Messebenen mit insgesamt sechs Messwerten, $U = 0,0025$ mm ($k = 2$)			

Tabelle V.3 – Messung des Kerndurchmessers

Werte in mm

Prüfling	Kerndurchmesser		
	Soll	Ist	Bemerkung
Pr-01	26,7450 – 26,7590	26,7462 – 26,7591	1)
Pr-02	26,1460 max.	25,2889 – 25,2964	1)
Pr-03	26,1730 max.	25,2960 – 25,2991	1)
Pr-04	26,1350 max.	25,2879 – 25,2935	1)
Pr-05	26,1510 max.	25,2933 – 25,2961	1)
Pr-06	26,1620 max.	25,2817 – 25,2860	1)
Pr-07	26,2320 max.	25,2858 – 25,2920	1)
Pr-08	26,1030 max.	25,5465 – 25,5520	1)
Pr-09	26,0650 max.	25,2944 – 25,2962	1)
Pr-10	26,0810 max.	25,2857 – 25,2891	1)
Pr-08a	26,1500 max.	25,3303 – 25,3351	1)
Pr-10a	26,1030 max.	25,3064 – 25,3101	1)
1) IAC-Masterscanner XP 100 60, Messung in zwei zueinander senkrechten Axialschnitten mit insgesamt 21 – 24 Messwerten, $U = 0,002$ mm ($k = 2$)			

Tabelle V.4 – Messung der Teilung

Werte in mm

Prüfling	Teilung			
	Soll 1)	Ist	Mittelwert 2)	Bemerkung
Pr-01	3,0000 ±0,0050	2,9998 – 3,0004	3,0001	3)
Pr-02	3,0100 ±0,0050	3,0096 – 3,0127	3,0103	3)
Pr-03	3,0050 ±0,0050	3,0046 – 3,0054	3,0051	3)
Pr-04	3,0050 ±0,0050	3,0048 – 3,0057	3,0051	3)
Pr-05	2,9950 ±0,0050	2,9948 – 2,9956	2,9952	3)
Pr-06	3,0050 ±0,0050	3,0046 – 3,0054	3,0050	3)
Pr-07	3,0050 ±0,0050	3,0046 – 3,0053	3,0049	3)
Pr-08	2,9950 ±0,0050	2,9946 – 2,9954	2,9950	3)
Pr-09	3,0050 ±0,0050	3,0046 – 3,0052	3,0049	3)
Pr-10	3,0050 ±0,0050	3,0046 – 3,0051	3,0049	3)
Pr-08a	2,9950 ±0,0050	2,9947 – 2,9953	2,9949	3)
Pr-10a	3,0050 ±0,0050	3,0043 – 3,0052	3,0049	3)
1) Die Grenzabmaße gelten für die Teilung oder für ein Vielfaches davon zwischen zwei beliebigen Gewindeflanken innerhalb der Gewindelänge.				
2) arithmetisches Mittel aus allen Messwerten der Teilung				
3) IAC-Masterscanner XP 100 60, Messung in zwei zueinander senkrechten Axialschnitten mit insgesamt 21 – 24 Messwerten, $U = 0,001 \text{ mm}$ ($k = 2$)				

Tabelle V.5 – Messung des Gewindeflankenwinkels W_1

Prüfling	Gewindeflankenwinkel W_1		
	Soll	Ist	Bemerkung
Pr-01	29°52,00' – 30°08,00'	30°01,86' – 30°04,07'	1)
Pr-02	29°52,00' – 30°08,00'	29°57,72' – 29°58,70'	1)
Pr-03	30°52,00' – 31°08,00'	30°56,74' – 30°59,53'	1)
Pr-04	28°52,00' – 29°08,00'	28°59,87' – 29°01,47'	1)
Pr-05	30°52,00' – 31°08,00'	31°00,79' – 31°01,59'	1)
Pr-06	29°52,00' – 30°08,00'	30°01,56' – 30°03,70'	1)
Pr-07	29°52,00' – 30°08,00'	30°00,05' – 30°02,71'	1)
Pr-08	30°52,00' – 31°08,00'	31°00,71' – 31°03,21'	1)
Pr-09	28°52,00' – 29°08,00'	29°03,92' – 29°07,90'	1)
Pr-10	30°52,00' – 31°08,00'	31°00,86' – 31°03,20'	1)
Pr-08a	30°52,00' – 31°08,00'	31°01,94' – 31°05,89'	1)
Pr-10a	30°52,00' – 31°08,00'	31°03,34' – 31°06,92'	1)
1) IAC-Masterscanner XP 100 60, Messung in zwei zueinander senkrechten Axialschnitten mit insgesamt 22 – 26 Messwerten, $U = 2'$ ($k = 2$)			

Tabelle V.6 – Messung des Gewindeflankenwinkels W_2

Prüfling	Gewindeflankenwinkel W_2		
	Soll	Ist	Bemerkung
Pr-01	29°52,00' – 30°08,00'	30°02,39' – 30°04,95'	1)
Pr-02	29°52,00' – 30°08,00'	30°00,64' – 30°05,26'	1)
Pr-03	31°22,00' – 31°38,00'	31°32,65' – 31°36,91'	1)
Pr-04	28°22,00' – 28°38,00'	28°29,72' – 28°33,44'	1)
Pr-05	28°22,00' – 28°38,00'	28°31,79' – 28°33,90'	1)
Pr-06	29°52,00' – 30°08,00'	29°56,94' – 29°59,09'	1)
Pr-07	29°52,00' – 30°08,00'	29°58,52' – 29°59,71'	1)
Pr-08	31°22,00' – 31°38,00'	31°30,01' – 31°30,95'	1)
Pr-09	28°22,00' – 28°38,00'	28°27,86' – 28°28,90'	1)
Pr-10	28°22,00' – 28°38,00'	28°26,60' – 28°28,58'	1)
Pr-08a	31°22,00' – 31°38,00'	31°29,71' – 31°31,31'	1)
Pr-10a	28°22,00' – 28°38,00'	28°26,63' – 28°29,04'	1)
1) IAC-Masterscanner XP 100 60, Messung in zwei zueinander senkrechten Axialschnitten mit insgesamt 22 – 26 Messwerten, $U = 2'$ ($k = 2$)			

Tabelle V.7 – Messung der gemittelten Rautiefe R_z der Gewindeflanken

Werte in mm

Prüfling	gemittelte Rautiefe R_z der Gewindeflanken		
	Soll	Ist	Bemerkung
Pr-01	0,0016	0,0006	1)
Pr-02	0,0016	0,0011	1)
Pr-03	0,0016	0,0010	1)
Pr-04	0,0016	0,0011	1)
Pr-05	0,0016	0,0008	1)
Pr-06	0,0016	0,0007	1)
Pr-07	0,0016	0,0009	1)
Pr-08	0,0016	0,0007	1)
Pr-09	0,0016	0,0009	1)
Pr-10	0,0016	0,0009	1)
Pr-08a	0,0016	0,0009	1)
Pr-10a	0,0016	0,0009	1)
1) Taylor Hobson Form Talysurf 120 induktiv, eine Messung, $U = 0,0002$ mm ($k = 2$)			

Literaturverzeichnis

- [1] Deutsches Institut für Normung e. V. (Hrsg.): *DIN-Taschenbuch 45 : Gewinde*. 10. Aufl. Berlin : Beuth, 2013
- [2] Norm DIN 2244 : 2002-05. *Gewinde – Begriffe und Bestimmungsgrößen für zylindrische Gewinde*
- [3] Norm ISO 5408 : 2009. *Screw threads – Vocabulary; Filetages – Vocabulaire*
- [4] BERNDT, Georg: *Die Gewinde : Ihre Entwicklung, ihre Messung und ihre Toleranzen*. Berlin : Springer, 1925
- [5] BERNDT, Georg: Die Bestimmung des Flankendurchmessers von Gewinden mit unsymmetrischem Profil nach der Dreidrahtmethode. In: *Zeitschrift für Instrumentenkunde* 60 (1940), Januar, S. 14-22
- [6] LEINWEBER, Paul: *Gewinde : Normen, Berechnung, Fertigung, Toleranzen, Messen*. Berlin : Springer, 1951
- [7] LEHMANN, Rudolf: *Leitfaden der Längenmeßtechnik*. Berlin : Verlag Technik, 1960
- [8] NITSCHKE, Karl ; TRUMPOLD, Harry: *Einführung in die Längenmeßtechnik*. 7. Aufl. Leipzig : Fachbuchverlag, 1972
- [9] KOCHSIEK, Manfred ; LERCH, Joachim: *Zur Ermittlung von Bestimmungsgrößen an Gewinden*. Teil I. Braunschweig : Physikalisch-Technische Bundesanstalt, 1974
- [10] ZILL, Heinz: *Messen und Lehren im Maschinenbau und in der Feingerätetechnik*. 3. Aufl. Berlin : Verlag Technik, 1974
- [11] KOBLE, Andreas ; VON STOCKHAUSEN, Dietrich: *Fertigungsmeßtechnik und Qualitätssicherung : Spezielle Meßaufgaben: Gewinde und Zahnräder*. 3. Studienbrief – Teil 1. Dresden : TU, 2000
- [12] EURAMET (Hrsg.): *EURAMET cg-10 – Determination of Pitch Diameter of Parallel Thread Gauges by Mechanical Probing: Calibration Guide*. Version 2.1 (12/2012)
- [13] Norm DIN 2244 : 1977-01. *Gewinde – Begriffe*
- [14] Norm DIN ISO 965-1 : 1999-11. *Metrisches ISO-Gewinde allgemeiner Anwendung – Toleranzen – Teil 1: Prinzipien und Grundlagen*
- [15] Norm DIN 103 Teil 3 : 1977-04. *Metrisches ISO-Trapezgewinde – Abmaße und Toleranzen für Trapezgewinde allgemeiner Anwendung*
- [16] Norm DIN 513 Teil 3 : 1985-04. *Metrisches Sägewinde – Abmaße und Toleranzen*
- [17] Norm DIN 405-2 : 1997-11. *Rundgewinde allgemeiner Anwendung – Teil 2: Abmaße und Toleranzen*
- [18] SCHNEIDER, Rudolf: *Das Dreidraht-Gewindemeßverfahren*. Leipzig : Fachbuchverlag, 1953
- [19] Norm DIN 405-1 : 1997-11. *Rundgewinde allgemeiner Anwendung – Teil 1: Gewindeprofile, Nennmaße*
- [20] Norm DIN ISO 68-1 : 1999-11. *Metrisches ISO-Gewinde allgemeiner Anwendung – Grundprofil – Teil 1: Metrisches Gewinde*
- [21] Norm DIN 13-19 : 1999-11. *Metrisches ISO-Gewinde allgemeiner Anwendung – Teil 19: Nennprofile*
- [22] Norm DIN ISO 724 : 2010-01. *Metrische ISO-Gewinde allgemeiner Anwendung – Grundmaße*
- [23] Norm DIN 103 Teil 1 : 1977-04. *Metrisches ISO-Trapezgewinde – Gewindeprofile*
- [24] Norm DIN 103 Teil 4 : 1977-04. *Metrisches ISO-Trapezgewinde – Nennmaße*

- [25] Norm DIN EN ISO 228-1 : 2003-05. *Robrgewinde für nicht im Gewinde dichtende Verbindungen – Teil 1: Maße, Toleranzen und Bezeichnung*
- [26] Norm DIN EN ISO 228-1 Beiblatt 1 : 2003-05. *Robrgewinde für nicht im Gewinde dichtende Verbindungen – Teil 1: Maße, Toleranzen und Bezeichnung; Grenzmaße*
- [27] Norm ISO 7-1 : 1994-05. *Pipe threads where pressure-tight joints are made on the threads – Part 1: Dimensions, tolerances and designation*
- [28] Norm ISO 7-1 Technical Corrigendum 1 : 2007-08. *Pipe threads where pressure-tight joints are made on the threads – Part 1: Dimensions, tolerances and designation*
- [29] Norm DIN EN 10226-1 : 2004-10. *Robrgewinde für im Gewinde dichtende Verbindungen – Teil 1: Kegelige Außengewinde und zylindrische Innengewinde – Maße, Toleranzen und Bezeichnung*
- [30] Norm DIN EN 10226-2 : 2005-11. *Robrgewinde für im Gewinde dichtende Verbindungen – Teil 2: Kegelige Außengewinde und kegelige Innengewinde – Maße, Toleranzen und Bezeichnung*
- [31] Norm DIN ISO 1502 : 1996-12. *Metrisches ISO-Gewinde allgemeiner Anwendung – Lehren und Lebrung*
- [32] Norm DIN 103 Teil 9 : 1985-02. *Metrisches ISO-Trapezgewinde – Lehren für Bolzen- und Muttergewinde – Lehrenmaße und Baumerkmale*
- [33] Norm DIN EN ISO 228-2 : 2003-05. *Robrgewinde für nicht im Gewinde dichtende Verbindungen – Teil 2: Prüfung mit Grenzlehren*
- [34] Norm ISO 7-2 : 2000-09. *Pipe threads where pressure-tight joints are made on the threads – Part 2: Verification by means of limit gauges*
- [35] Norm DIN EN 10226-3 : 2005-05. *Robrgewinde für im Gewinde dichtende Verbindungen – Teil 3: Prüfung mit Grenzlehren*
- [36] Norm DIN EN 10226-3 Berichtigung 1 : 2006-10. *Robrgewinde für im Gewinde dichtende Verbindungen – Teil 3: Prüfung mit Grenzlehren*
- [37] Norm ASME B1.1-2003. *Unified Inch Screw Threads (UN and UNR Thread Form)*
- [38] Norm ASME B1.3-2007. *Screw Thread Gaging Systems for Acceptability: Inch and Metric Screw Threads (UN, UNR, UNJ, M, and MJ)*
- [39] Norm ANSI/ASME B1.2-1983. *Gages and Gaging for Unified Inch Screw Threads*
- [40] Norm ASME B1.5-1997. *Acme Screw Threads*
- [41] Norm ANSI B1.9-1973. *Buttress Inch Screw Threads*
- [42] Norm ASME B1.20.1-2013. *Pipe Threads, General Purpose*
- [43] Norm ASME B1.20.5-1991. *Gaging for Dryseal Pipe Threads (Inch)*
- [44] Norm BS 1580-1 : 2007. *Unified screw threads – Part 1: Screw threads with diameters 1/4 in and larger – Requirements*
- [45] Norm BS 1580-3 : 2007. *Unified screw threads – Part 3: Screw threads with diameters below 1/4 in – Requirements*
- [46] Norm BS 919-1 : 2007. *Screw gauge limits and tolerances – Part 1: Specification for gauges for screw threads of unified form*
- [47] Norm BS 919-4 : 2007. *Screw gauge limits and tolerances – Part 4: Limits of size for gauges for screw threads of unified form diameters 1/4 in and larger*
- [48] KÜBLER, Karl-Heinz ; MAGES, Walter J.: *Handbuch der hochfesten Schrauben*. 1. Aufl. Essen : Verlag W. Girardet, 1986
- [49] FAN, Deliang ; YANG, Jiannong: The Exact Calculation of the Virtual Effective Diameter of Unsymmetrical Triangular Screw Thread. In: *Journal of Southeast University* 23 (1993), Nr. 2

- [50] LANGSDORFF, W. : *Messen von Gewinden*. Berlin : Springer, 1974
- [51] LIU, Fanghui ; YUAN, Jianxiong: The Calculation of Virtual Pitch Diameter of Sawtooth Thread. In: *HIET Journal* 19 (1996), Nr. 3
- [52] Liu Pin ; Xu Xiao Xi: *Mechanical Precision Design and Testing Technology Base*. Ha er bin : Ha er bin gong ye ta xue chu ban she, 2003
- [53] YANG, Yanping ; YU, Weixiong: Influences of Errors in Flank Angle on General Screw Thread Coupling Interchangeability. In: *China Mechanical Engineering* 15 (2004), Nr. 10, S. 856-858
- [54] NATIONAL PHYSICAL LABORATORY (Hrsg.): *NPL Notes on Screw Gauges*. Teddington, 2014
- [55] Norm DIN 158-1 : 1997-06. *Metrisches kegeliges Außengewinde mit zugehörigem zylindrischen Innengewinde – Teil 1: Nennmaße, Grenzabmaße, Grenzmaße und Prüfung*
- [56] Norm ASME/ANSI B1.20.3-1976 (R1982). *Dryseal Pipe Threads (Inch)*
- [57] Norm DIN EN ISO 12780-1 : 2014-04. *Geometrische Produktspezifikation (GPS) – Geradheit – Teil 1: Begriffe und Kenngrößen der Geradheit*
- [58] Norm DIN EN ISO 4287 : 2010-07. *Geometrische Produktspezifikation (GPS) – Oberflächenbeschaffenheit: Tastschnittverfahren – Benennungen, Definitionen und Kenngrößen der Oberflächenbeschaffenheit*
- [59] Norm DIN EN ISO 4288 : 1998-04. *Geometrische Produktspezifikation (GPS) – Oberflächenbeschaffenheit: Tastschnittverfahren – Regeln und Verfahren für die Beurteilung der Oberflächenbeschaffenheit*
- [60] VOLK, Raimund: *Rauheitsmessung – Theorie und Praxis*. 2. Aufl. Berlin : Beuth, 2013
- [61] Norm DIN 4768 : 1990-05. *Ermittlung der Rauheitskenngrößen R_a , R_z , R_{max} mit elektrischen Tastschnittgeräten – Begriffe, Meßbedingungen*
- [62] Norm DIN EN ISO 12180-1 : 2011-07. *Geometrische Produktspezifikation (GPS) – Zylindrizität – Teil 1: Begriffe und Kenngrößen der Zylinderform*
- [63] Norm DIN EN ISO 12181-1 : 2011-07. *Geometrische Produktspezifikation (GPS) – Rundheit – Teil 1: Begriffe und Kenngrößen der Rundheit*
- [64] Norm DIN 158-2 : 1997-06. *Metrisches kegeliges Außengewinde mit zugehörigem zylindrischen Innengewinde – Teil 2: Lehrensystem, Anwendung der Lehren, Berechnung der Lehrenmaße und Baumerkmale*
- [65] Norm DIN EN ISO 14253-1 : 2013-12. *Geometrische Produktspezifikationen (GPS) – Prüfung von Werkstücken und Messgeräten durch Messen – Teil 1: Entscheidungsregeln für den Nachweis von Konformität oder Nichtkonformität mit Spezifikationen*
- [66] Norm ISO/TR 14253-6 : 2012-11. *Geometrical product specifications (GPS) – Inspection by measurement of workpieces and measuring equipment – Part 6: Generalized decision rules for the acceptance and rejection of instruments and workpieces*
- [67] Norm ISO 965-1 : 2013-09. *ISO general purpose metric screw threads – Tolerances – Part 1: Principles and basic data*
- [68] Norm ISO 68-1 : 1998. *ISO general purpose screw threads – Basic profile – Part 1: Metric screw threads*
- [69] Forschungsprojekt: *Entwicklung eines optischen Fokusvariationssystems zur messtechnischen Erfassung von Präzisionsgewindekenngrößen (EOFMEP)*, ZIM-Projekt, 2014 – 2017
- [70] Forschungsprojekt: *Rückgeführte 3D-Geometrieauswertung an komplexen rotations-symmetrischen Strukturen*, MNPQ-Projekt, 2015 – 2017

-
- [71] Norm DIN 13-8 : 1999-11. *Metrisches ISO-Gewinde allgemeiner Anwendung – Teil 8: Nennmaße für Feingewinde mit Steigung 3 mm, Gewinde-Nenndurchmesser von 28 mm bis 300 mm*

Verzeichnis der Abkürzungen und Formelzeichen

a_1, a_2	Breite des Gewindezahnes an der Flankendurchmesserlinie
b_1, b_2	Breite der Gewindelücke an der Flankendurchmesserlinie
d	Außendurchmesser des Außengewindes, Nennmaß
D	Außendurchmesser des Innengewindes, Nennmaß
D_1	Kerndurchmesser des Innengewindes, Nennmaß
d_2	Flankendurchmesser des Außengewindes, Nennmaß
D_2	Flankendurchmesser des Innengewindes, Nennmaß
d_{2l}	Flankendurchmesser des Außengewindes, Istmaß; (örtlicher Flankendurchmesser des Außengewindes)
D_{2l}	Flankendurchmesser des Innengewindes, Istmaß; (örtlicher Flankendurchmesser des Innengewindes)
d_{2p}	Paarungsflankendurchmesser des Außengewindes
D_{2p}	Paarungsflankendurchmesser des Innengewindes
d_{2s}	einfacher Flankendurchmesser des Außengewindes
D_{2s}	einfacher Flankendurchmesser des Innengewindes
d_3	Kerndurchmesser des Außengewindes, Nennmaß
E	Paarungsausgleichsbetrag
E_C, E_{Ci}	Paarungsausgleichsbetrag, resultierend aus den Formabweichungen des Flankendurchmesserzylinders oder des Flankendurchmesserkegels ($i = 1, 2, 3, \dots$)
E_F	Paarungsausgleichsbetrag, resultierend aus der gemeinsamen Wirkung der Geradheitsabweichungen der Gewindeflanken und der Rauheit der Gewindeflanken
E_{FR}	Paarungsausgleichsbetrag, resultierend aus der Rauheit der Gewindeflanken
E_{FS}	Paarungsausgleichsbetrag, resultierend aus den Geradheitsabweichungen der Gewindeflanken
E_p	Paarungsausgleichsbetrag, resultierend aus der gemeinsamen Wirkung der Gesamtteilungsabweichung und der Gewindeflankenwinkelabweichungen
E_{pp}	Paarungsausgleichsbetrag, resultierend aus der Gesamtteilungsabweichung
$E_{p\beta}$	Paarungsausgleichsbetrag, resultierend aus den Gewindeflankenwinkel- abweichungen
EI	Grundabmaß (unteres Grenzabmaß) des Innengewindes (in älteren Normen A_u)
es	Grundabmaß (oberes Grenzabmaß) des Außengewindes (in älteren Normen A_o)
b_1	paarungswirksame Flankenteilüberdeckung (bezogen auf die Gewindespitze und den Flankendurchmesser des gedachten geometrisch-idealen Gewindes)
b'_1	Hilfsgröße
H_1	Flankenüberdeckung
b_2	paarungswirksame Flankenteilüberdeckung (bezogen auf die Gewindespitze und den Flankendurchmesser des betrachteten wirklichen Gewindes)
b'_2	Hilfsgröße
k	Erweiterungsfaktor zur Bestimmung der erweiterten Messunsicherheit
k_E	Koeffizient der gemeinsamen Wirkung der Paarungsausgleichsbeträge E_p, E_F und E_C auf den Paarungsausgleichsbetrag E
k_{EC}	Koeffizient der Wirkung der Formabweichungen des Flankendurchmesser- zylinders oder des Flankendurchmesserkegels auf den Paarungsausgleichsbetrag E_C

k_{EFR}	Koeffizient der Wirkung der Rauheit der Gewindeflanken auf die Paarungsausgleichsbeträge E_{FR} und E_{F}
l	Bezugslänge des Flankendurchmessers
L	Hilfsgröße
l_{A}	Bezugslänge der Achse des Flankendurchmessers
l_{As}	Bezugslänge der Achse des einfachen Flankendurchmessers
l_{B}	Berührungslänge der Gewindeflanken bei der Paarung eines kegeligen Außengewindes mit einem zylindrischen Innengewinde (parallel zur Einschraublänge l_{E})
l_{E}	Einschraublänge
l_{s}	Bezugslänge des einfachen Flankendurchmessers
P	Teilung (Steigung bei eingängigen Gewinden), Nennmaß
P_2	Zweiflankenteilung, Nennmaß
Pb	Steigung (bei eingängigen Gewinden auch P), Nennmaß
Pb_2	Zweiflankensteigung, Nennmaß
R_{max}	maximale Rautiefe; Kurzzeichen entsprechend der ersetzten DIN 4768 [61]; entspricht $R_{\text{z}}1_{\text{max}}$
R_1, R_2	Rauheit der Gewindeflanke
Ra	arithmetischer Mittenrauwert
R_{z}	gemittelte Rautiefe
$R_{\text{z}}1_{\text{max}}$	maximale Rautiefe
T_{d2}	Toleranz für den Flankendurchmesser des Außengewindes
T_{D2}	Toleranz für den Flankendurchmesser des Innengewindes
U	erweiterte Messunsicherheit
v	Verschiebung der Gewindeflanke in radialer Richtung (senkrecht zur Achse des Flankendurchmessers)
$W_1,$ W_2	Gewindeflankenwinkel der Prüflinge
x_1, x_2	Hilfsgröße
x'_1, x'_2	Hilfsgröße
$x'_{11},$ $x'_{12},$ $x'_{13},$ x'_{14}	Hilfsgröße
$x'_{21},$ $x'_{22},$ $x'_{23},$ x'_{24}	Hilfsgröße
y, y'	Hilfsgröße
$y_{11}, y_{12},$ y_{13}, y_{14}	Hilfsgröße
$y_{21}, y_{22},$ y_{23}, y_{24}	Hilfsgröße
$y_{\text{ai}}, y_{\text{bi}}$	Hilfsgröße ($i = 1, 2, 3, \dots$)
$y'_{\text{ai}}, y'_{\text{bi}}$	Hilfsgröße ($i = 1, 2, 3, \dots$)
α	Gewindeprofilwinkel, Nennmaß

$\beta_1, \beta_2,$	
β	Gewindeflankenwinkel, Nennmaß ⁸
γ	Einstellwinkel (halber Kegelwinkel), Nennmaß
ΔC	Zylindrizitätsabweichung des Flankendurchmesserzylinders
$\Delta C'$	Abweichung des Flankendurchmesserkegels von der geometrisch-idealen Kegelform
ΔC_{In}	bezüglich ihres Betrages größte negative örtliche Zylindrizitätsabweichung des Flankendurchmesserzylinders
$\Delta C'_{In}$	bezüglich ihres Betrages größte negative örtliche Abweichung des Flankendurchmesserkegels von der geometrisch-idealen Kegelform
ΔC_{Ip}	größte positive örtliche Zylindrizitätsabweichung des Flankendurchmesserzylinders
$\Delta C'_{Ip}$	größte positive örtliche Abweichung des Flankendurchmesserkegels von der geometrisch-idealen Kegelform
ΔP	Teilungsabweichung
ΔP_{2Ges}	Zweiflankengesamtteilungsabweichung
ΔP_{Ges}	Gesamtteilungsabweichung
ΔP_1	örtliche Teilungsabweichung
ΔPh	Steigungsabweichung
ΔPh_{Ges}	Gesamtsteigungsabweichung
ΔPh_1	örtliche Steigungsabweichung
$\Delta S_1,$	
ΔS_2	Geradheitsabweichung der Gewindeflanke
$\Delta S_{1IF},$	
ΔS_{2IF}	örtliche Geradheitsabweichung der Gewindeflanke am Schnittpunkt mit der Flankendurchmesserlinie
$\Delta S_{1In},$	
ΔS_{2In}	bezüglich ihres Betrages größte negative örtliche Geradheitsabweichung der Gewindeflanke
$\Delta S_{1Ip},$	
ΔS_{2Ip}	größte positive örtliche Geradheitsabweichung der Gewindeflanke
$\Delta S_{1IH},$	
ΔS_{2IH}	bei der Paarung mit dem, den Paarungsflankendurchmesser verkörpernden, gedachten geometrisch-idealen Gewinde innerhalb der Flankenüberdeckung auftretende größte örtliche Geradheitsabweichung der Gewindeflanke
$\Delta S_{1P},$	
ΔS_{2P}	paarungswirksame Geradheitsabweichung der Gewindeflanke
$\Delta \beta_1,$	
$\Delta \beta_2$	Gewindeflankenwinkelabweichung
$\Sigma \Delta P$	Summenteilungsabweichung
$\Sigma \Delta Ph$	Summensteigungsabweichung
I, II	kennzeichnet in Bildern eine im zugehörigen Text näher beschriebene Geometrie (z. B. eine Ebene oder eine Flankendurchmesserlinie)

⁸ Die in der vorliegenden Arbeit vorgenommene Zuordnung der Gewindeflankenwinkel β_1 und β_2 geht aus den Bildern 4.2 und 4.3 hervor.